

VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN PARA VARIOS
COMBUSTIBLES A UTILIZAR EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

JUAN DAVID RAMÍREZ ALZATE 1 088 321 798

ANDRÉS ARCILA AGUDELO 1 094 943 217

TRABAJO DE GRADO PRESENTADO COMO REQUISITO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR

ING. EDISON DE JESÚS HENAO CASTAÑEDA M. Sc.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA, RISARALDA

2017

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN	10
INTRODUCCIÓN	11
1. MARCO TEÓRICO.....	14
1.1 CARACTERIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	14
1.2 CINEMÁTICA DEL MECANISMO MANIVELA DESLIZADOR.....	15
1.3 MODELADO MATEMÁTICO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	16
1.4 PARÁMETROS EXTERNOS DE LOS MOTORES.....	20
1.5 COMBUSTIBLES E INSTRUMENTACIÓN	21
2. IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS	28
2.1 MOTOR BASE.....	28
2.2 ACONDICIONAMIENTO DEL MOTOR E INSTRUMENTACIÓN.....	32
3. FASE EXPERIMENTAL, RESULTADOS Y ANÁLISIS	53
3.1 DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO.....	53
3.2 RESULTADOS.....	55
4. CONCLUSIONES	91
5. BIBLIOGRAFÍA	93
6. ANEXOS	97

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Características geométricas principales en un motor de combustión interna.	14
Figura 2. Diagrama P-V ciclo Otto ideal.	17
Figura 3. Diagrama P-V para ciclo Diesel ideal.	19
Figura 4. Representación esquemática del motor del banco de pruebas utilizado en [6].	21
Figura 5. Esquema de banco de pruebas utilizado por Rodríguez [18].	23
Figura 6. Esquema de banco de pruebas usado por Kumar <i>et al</i> [22].	24
Figura 7. Esquema de banco de pruebas usado por Gomes <i>et al</i> [21].	25
Figura 8. Esquema del banco de pruebas utilizado.	28
Figura 9. Motor CHANGFA 186 F (a) y sus aplicaciones comunes (b).	28
Figura 10. Elementos móviles del motor del banco de pruebas: ejes de transmisión de potencia (a), bulón y biela (b), levanta válvulas(c), inyector y bomba de combustible (d), pistón (e) y mecanismo de válvulas (f).	30
Figura 11. Posición, velocidad y aceleración del pistón respecto al ángulo de giro.	31
Figura 12. Curvas de operación del motor del banco de pruebas.	32
Figura 13. Culata (a) seccionada y (b) perforada.	33
Figura 14. Adecuación de bujía, (a) vista general y (b) detalle del elemento utilizado para el roscado.	33
Figura 15. Sensor de presión Oprand D822J6-SP utilizado en cámara de combustión.	34
Figura 16. Bloque para separación del escape e instalación del sensor: pieza fabricada (a) y montaje (b).	35
Figura 17. Montaje de carburador (a) Vertical; (b) Carburador y cuerpo de aceleración y (c) Carburador horizontal.	35
Figura 18. Medición de consumo. (a) Buretrol, (b) esquema de suministro y de combustible, y (c) información técnica.	37
Figura 19. Motor sin sistema de arranque manual.	38
Figura 20. Montaje del sistema de encendido con distribuidor (a) y detalle del montaje (b).	38
Figura 21. Segunda alternativa: encendido desmalezadora Goldstar: (a) Sistema de encendido, (b) montaje de la volante y (c) esquema de instalación.	39

Figura 22. Sistema electrónico de encendido: (a) diseño y centrado del soporte, (b) platina base y montaje, y (c) diagrama de conexión.	40
Figura 23. Dinamómetro CFK-200 [24].	41
Figura 24. Dimensiones principales del sistema de carga.	41
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de motor y dinamómetro.	42
Figura 26. Celda de carga instalada en el banco de pruebas (a) y diagrama de conexión (b) [22].	43
Figura 27. Calibración de la celda de carga.	44
Figura 28. Calibración y ajuste de la celda de carga.	44
Figura 29. Polea instalada para acoplar el eje de salida del motor al dinamómetro.	45
Figura 30. Sensor de posición efecto Hall instalado en el motor del banco de pruebas (a) y principio básico de funcionamiento (b) [23].	45
Figura 31. Tacómetro digital multifunción TKRT20 SKF utilizado para medir velocidad angular.	46
Figura 32. Acelerómetro e información.	46
Figura 33. Modificación al escape: (a) Montaje de mofle con rotación, (b) montaje del tubo extensor, (c) montaje láminas de sujeción para mofle, (d) acople flexible de tubo extensor.	47
Figura 34. Pinza amperimétrica instalada para la medición del salto de chispa.	48
Figura 35. Banco de pruebas utilizado: (a) montaje y (b) esquema de conexión eléctrica de los sensores.	48
Figura 36. Recipiente (botella) para variar la relación de compresión gasolina. Acero (a), aluminio (b), volúmenes de variación de relación de compresión gasolina (c)	50
Figura 37. Recipiente para variar la relación de compresión de Diesel. (a) Recipiente, (b) volúmenes de variación de relación de compresión	51
Figura 38. Piston modificado. Vista de piston (a), piston instalado en el motor (b).	52
Figura 39. Elementos variación de relación de compresión.	52
Figura 40. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 1 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).	56
Figura 41. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 2 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).	58

Figura 42. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 3 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).	61
Figura 43. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 4 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).	63
Figura 44. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 1 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).	66
Figura 45. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 2 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).	69
Figura 46. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 3 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).	72
Figura 47. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 4 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).	75
Figura 48. Par, potencia y consumo de combustible para etanol operando en carga 1 a relaciones de compresión de: 11:1 (a), 12:1 (b), 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e).	79
Figura 49. Par, potencia y consumo de combustible para etanol operando en carga 2 a relaciones de compresión de: 11:1 (a), 12:1 (b), 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e).	82
Figura 50. Par, potencia y consumo de combustible para etanol operando en carga 3 a relaciones de compresión de: 11:1 (a), 12:1 (b), 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e).	85
Figura 51. Valores de par máximo obtenido con cada relación de compresión.	88
Figura 52. Valores de potencia máxima obtenida con cada relación de compresión.	89
Figura 53. Valores mínimos obtenidos de consumo específico de combustible con cada relación de compresión.	90

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Relaciones de compresión óptimas para cada combustible a utilizar.	26
Tabla 2. Instrumentación utilizada.	26
Tabla 3. Información de catálogo del motor CHANGFA186 F.....	29
Tabla 4. Datos característicos de celda de carga.	43
Tabla 5. Datos generales sensor de posición angular.	46
Tabla 6. Relaciones de compresión y volúmenes obtenidos con las modificaciones realizadas. .	51
Tabla 7. Combustibles trabajados con cada relación de compresión.	54

ÍNDICE DE ANEXOS

6.1 Detalles del bloque para sensor en el escape	97
6.2 Detalles del montaje del carburador	98
6.3 Detalles de las alternativas probadas para el sistema de encendido por chispa	103
6.4 Detalle de las modificaciones realizadas en el sistema de escape	109
6.5 Cálculo de los recipientes para la variación de la relación de compresión	113
6.6 Alternativa de recipientes para variar la relación de compresión	122
6.7 Instrucciones de operación del motor y variación de la relación de compresión.....	126

DEDICATORIA

El presente trabajo está dedicado en especial a mis padres Ebert y Ana María, a quienes debo todo lo que soy y podré ser, gracias por su esfuerzo y apoyo incondicional. A mis hermanos Marcela y Felipe, quienes siempre serán para mí orgullo y motivación. A toda mi familia, abuelas, abuelos, mis tíos y primos, quienes fueron pilar fundamental en este proceso, y les estaré siempre agradecido.

Andrés Arcila Agudelo

Dedico este proyecto a mis padres, quienes han apoyado toda mi carrera y me han motivado a no rendirme ante ninguna situación, a mis hermanos por acompañarme y guiarme en todas las etapas de mi vida y a todas aquellas personas que me han ayudado a conseguir las metas que me he propuesto, gracias.

Juan David Ramírez Alzate

AGRADECIMIENTOS

En el presente proyecto contamos con el incondicional apoyo de nuestras familias, a quienes queremos agradecer profundamente. De igual forma, al ingeniero Edison de Jesús Henao, asesor del trabajo, quien estuvo presente en toda su realización, gracias por su paciencia y continua dedicación. Al ingeniero Carlos Alberto Romero, por sus grandes aportes al proyecto y constante retroalimentación. Gracias al ingeniero Juan Mario Zapata por brindarnos su apoyo y estar presente en momentos críticos con importantes contribuciones.

Igualmente queremos agradecer a la Facultad de Ingeniería Mecánica, profesores y directivos, quienes siempre mostraron disposición, y a la Universidad Tecnológica de Pereira que como institución, nos formó como profesionales íntegros y nos preparó para afrontar la vida laboral de la mejor manera.

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo principal mostrar la concordancia existente entre la relación de compresión y el desempeño un motor de combustión interna. Se investigó acerca del desempeño y las características operacionales de los motores cuando se modifica el volumen de la cámara de combustión, el combustible y el régimen de operación, logrando fijar con cada combustible el rango de relaciones de compresión con el cual se ha registrado el mejor desempeño. Para los combustibles de encendido por compresión como el Diesel, se requiere una relación de compresión significativamente mayor a los combustibles de encendido provocado como la gasolina; al modificar la relación de compresión varía la presión y temperatura en la cámara de combustión, y el consumo de combustible.

El motor base utilizado en el banco de pruebas de este proyecto es un motor CHANGFA 186F, originalmente diseñado para operar encendido por compresión; por tal motivo fue necesario realizar modificaciones para permitir su correcto funcionamiento con combustibles de encendido provocado e instrumentarlo para medir variables como la presión y temperatura en ductos de admisión, escape y en cámara de combustión, consumo de combustible, vibraciones, velocidad de giro y posición angular de cigüeñal y el instante del salto de chispa, necesarias para conocer sus características de operación y rendimiento. Además se realizaron modificaciones para lograr variar de la relación de compresión; para cada modificación fueron analizadas diferentes alternativas con el fin de buscar la mejor solución.

Finalmente, el motor fue sometido a pruebas con etanol, gasolina corriente y gasolina extra, variando la relación de compresión, el régimen de giro, la carga y se midieron variables tales como la posición angular del cigüeñal, fuerza en la celda de carga, y el volumen de combustible consumido, necesarias para calcular los parámetros efectivos del motor de combustión interna. Además, con parte de la base de datos guardados se realizaron gráficos de par, potencia y consumo específico de combustible respecto al régimen de giro para posteriormente comparar el desempeño del motor con cada configuración de combustibles y relación de compresión buscando su concordancia.

INTRODUCCIÓN

Desde su invención, el motor de combustión interna se ha venido utilizando ampliamente para aplicaciones como el transporte (aplicaciones automovilísticas, ferroviarias y aeronáuticas), la generación de energía y labores agrícolas. A pesar de la dependencia del petróleo y sus derivados como fuente de energía, los motores de combustión interna continúan siendo vigentes por su adaptabilidad en procesos productivos. En la actualidad los motores son equipados con diferentes sistemas y equipos (sistemas de inyección electrónica, catalizadores, etc.) que facilitan el control de diferentes variables que afectan directamente el rendimiento del motor, y esto lleva a tener igualmente mayor control sobre el impacto ambiental, además las normas internacionales para el control de emisiones son cada vez más rigurosas por lo cual se hace necesario utilizar otros sistemas que permitan hacer cambios en las variables de los motores (mecanismos de variación de la relación de compresión, mecanismos de variación del adelanto de chispa, entre otros) y el uso de combustibles alternativos para que sean menos contaminantes.

Las primeras formas de máquinas térmicas de combustión interna datan en documentos donde indican que alrededor de 1685, el físico holandés Jan Christian Huyghens y su ayudante francés Denis Papin construyeron una máquina de combustión interna usando pólvora como combustible e incluía el mecanismo de pistón y cilindro, además de una válvula de seguridad. Debido a la dificultad de renovación de la carga y la falta de continuidad en el trabajo mecánico, la industria se adaptó mejor a la máquina de vapor luego de casi un siglo de su funcionamiento [33].

La variación de cualquier parámetro de un motor tiene como finalidad mejorar algún aspecto en su funcionamiento. Variar la relación de compresión modifica la presión en la cámara de combustión, la potencia, el par y por ende la eficiencia, debido a que se puede aprovechar mejor la energía del combustible, teniendo en cuenta que para cada uno existe una relación de compresión óptima. Esta correlación entre la relación de compresión y el combustible se puede determinar mediante ensayos experimentales realizando mediciones de diversas variables como par, potencia, velocidad angular y posición angular del cigüeñal, presión en cámara de combustión y en ducto de admisión, temperatura, composición y concentración de gases de escape y vibraciones mecánicas, para determinar su punto de óptima operación.

Estudios realizados muestran los diferentes enfoques que puede tener la investigación en el campo de los motores de combustión interna; hay estudios que se enfocan en comparar las emisiones generadas por el uso de diferentes combustibles dando prioridad al aspecto ambiental, y existen otros que evalúan el desempeño de los motores y se enfocan en medir los parámetros efectivos y/o indicados. Determinar la potencia y par del motor es fundamental para conocer la disponibilidad y las limitaciones mecánicas de éste, además son características útiles para relacionar el funcionamiento de los motores, o para comparar e identificar la configuración óptima de operación.

Jindal *et al.* [1] Realizan un experimento utilizando como combustible éster de jatropha en un motor encendido por compresión variando la relación de compresión y presión de inyección de combustible, comparando las emisiones de cada configuración, observando que al aumentar la relación de compresión, tanto la potencia como el par entregados aumentan considerablemente, pero incrementa la emisión de hidrocarburos mientras la concentración de NO_x se mantiene sin mayores cambios.

Muralidharan, y Vasudevan [2] utilizan Diesel y mezclas Diesel/BioDiesel (BioDiesel al 20%, 40%, 60% y 80%) como combustibles, variando la relación de compresión y midiendo las concentraciones de gases producto de la combustión; muestran cómo al aumentar la relación de compresión, disminuye la temperatura en el escape y aumenta la concentración de monóxido de carbono en los productos de la combustión.

Bahattin *et al.* [3] comparan las emisiones de un motor utilizando como combustibles gasolina con una relación de compresión de 6:1 y metanol con relaciones de compresión de 6:1, 8:1 y 10:1, variando el régimen de operación, recalcan la importancia de encontrar un balance entre rendimiento e impacto ambiental, ya que al incrementar la relación de compresión utilizando metanol como combustible la potencia y el par aumentan, y disminuye la concentración de monóxido de carbono (CO) en las emisiones, pero aumenta la concentración de CO₂ y NO_x.

D.H. Qi *et al.* [4] Comparan las emisiones de un motor usando biodiesel y dos tipos de Micro-emulsión (mezcla de biodiesel-etanol-agua), mostrando que al utilizar micro emulsiones, incrementan levemente las emisiones de hidrocarburos y monóxido de carbono, pero se ve una

mejora significativa en el proceso de combustión, disminuyendo el consumo específico de energía bajo cualquier nivel de carga, y un ligero incremento en la potencia entregada

El presente trabajo tiene como objetivo analizar y realizar pruebas en un motor de combustión interna operando con combustibles disponibles para el parque automotor nacional (gasolina corriente, gasolina extra) y un biocombustible (etanol), trabajando en ciclo Otto, y variando su relación de compresión para determinar la correlación entre ésta y el combustible.

Este proyecto se divide en dos etapas: primero, la adecuación de un motor de combustión interna existente en el Laboratorio de motores de combustión interna de la Universidad Tecnológica de Pereira, para su operación con diferentes relaciones de compresión, distintos combustibles y se realizó la instrumentación para medir las variables necesarias; en la segunda etapa se hicieron las pruebas y mediciones de par, consumo de combustible, velocidad y posición angular del cigüeñal para cada combustible y relación de compresión, para posteriormente identificar configuraciones óptimas de funcionamiento del motor y realizar la validación experimental de la información consultada.

La importancia de este proyecto a nivel nacional y local es la consecución de banco de pruebas equipado con un motor de combustión interna con relación de compresión variable, combustible flexible, y nivel de carga modificable, el cual se ha instrumentado para la medición de variables y adquisición de señales importantes en el estudio.

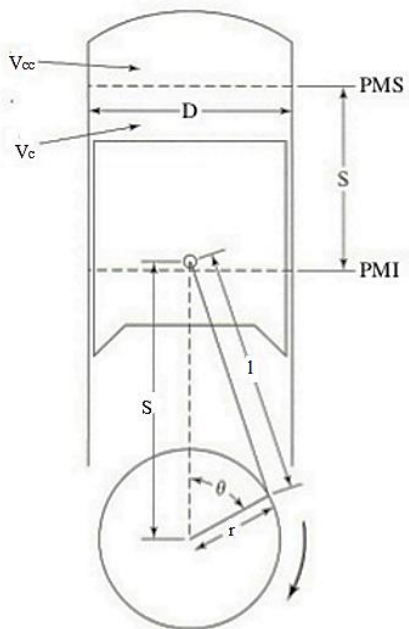
1. MARCO TEÓRICO

Es importante conocer las características de los motores de combustión interna ya que éstas permiten predecir el funcionamiento de los motores, y estimar los parámetros indicados y efectivos. También en los motores es posible realizar mediciones para evaluar su desempeño; diversos investigadores han usado motores instrumentados para medir y calcular las características y parámetros de operación, además varios motores utilizados permiten modificar algunas de sus características, como la relación de compresión, el avance del salto de chispa, y el tiempo de apertura y cierre de válvulas del sistema de distribución de gases.

1.1 CARACTERIZACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

La caracterización de los motores de combustión interna permite la clasificación de los mismos, además permite conocer la geometría, la cinemática y la dinámica de sus mecanismos. La Figura 1 muestra algunas características geométricas en un motor de combustión interna.

Figura 1. Características geométricas principales en un motor de combustión interna.



Dónde, D : diámetro del cilindro; S : carrera del motor; l : longitud de la biela; r : radio del cigüeñal; V_c : volumen del cilindro (cilindraje); V_{cc} : Volumen de la cámara de combustión y V_T : volumen total ($V_{cc} + V_c$).

Las relaciones matemáticas presentadas por Payri y Díaz [11] y Romero [12] para otras dimensiones importantes son las siguientes:

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{Área de piston}) \quad (1)$$

$$V_c = A_p S \quad (\text{Cilindraje}) \quad (2)$$

$$R_c = \frac{V_c - V_{cc}}{V_{cc}} \quad (\text{Relación de compresión}) \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (\text{relación radio de cigüeñal – longitud de biela}) \quad (4)$$

$$\frac{S}{D} > 1 \quad (\text{Relación carrera – diámetro para motor de tipo alargado}) \quad (5)$$

$$\frac{S}{D} = 1 \quad (\text{Relacion carrera – diámetro para motor de tipo cuadrado}) \quad (6)$$

$$\frac{S}{D} < 1 \quad (\text{Relacion carrera – diámetro para motor de tipo supercuadrado}) \quad (7)$$

1.2 CINEMÁTICA DEL MECANISMO MANIVELA DESLIZADOR

A partir de las características geométricas, el régimen de giro del motor y la posición angular del cigüeñal, se puede calcular la posición, velocidad y aceleración del pistón [12], el cálculo cinemático se realiza con las siguientes ecuaciones:

$$w = \frac{\pi N}{30} \quad (8)$$

$$S_p = r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (9)$$

$$V_p = r w \left[\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right] \quad (10)$$

$$j_p = r w^2 [\cos \theta + \lambda \cos 2\theta] \quad (11)$$

Dónde, w : velocidad angular; N : régimen de giro; S_p : posición del pistón respecto al punto muerto superior; V_p : velocidad del pistón; j_p : aceleración del pistón; θ : ángulo de giro del cigüeñal respecto a su posición cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior.

Las ecuaciones anteriores se aplican siempre y cuando el mecanismo sea de tipo centrado, si el eje del cilindro del motor no se corta con el eje de giro del cigüeñal se deben usar otras ecuaciones [12]. Para el cálculo de velocidades específicas del pistón se utilizan las siguientes relaciones:

$$V_m = \frac{S N}{30} = \frac{2 r w}{\pi} \quad (\text{velocidad media del pistón}) \quad (12)$$

$$V_{max} = r w \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (\text{velocidad máxima del pistón}) \quad (13)$$

1.3 MODELADO MATEMÁTICO DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los procesos llevados a cabo en un motor de combustión interna son bastante complejos como para analizarlos completamente, por esta razón se hace necesario el uso de procesos teóricos en los que es más sencillo calcular y obtener resultados que permitan comprender el proceso real; las herramientas que se utilizan para la simulación de estos procesos se denominan modelos matemáticos. El desarrollo de estos modelos inicia con los ciclos ideales los cuales son bastante sencillos, y de acuerdo al desarrollo tecnológico y computacional se han ido estudiando modelos más complejos que permiten obtener resultados más exactos. Riesco *et al* [13].

Existen varios tipos de modelos matemáticos, los cuales son cero-dimensionales, cuasi dimensional o fenomenológicos y multidimensionales.

Modelos Cero-dimensionales. Son modelos desarrollados a partir de ciclos termodinámicos ideales en los que no se modela flujo, por tanto no se puede predecir ninguna característica de movimiento de gases relacionada con la geometría del motor y se señala un valor generalizado de las variables dentro de todo el cilindro, en estos modelos la única variable independiente es el tiempo, o la posición angular del cigüeñal, para la simplificación del desarrollo de estos modelos se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Ciclo de trabajo cerrado y homogéneo.

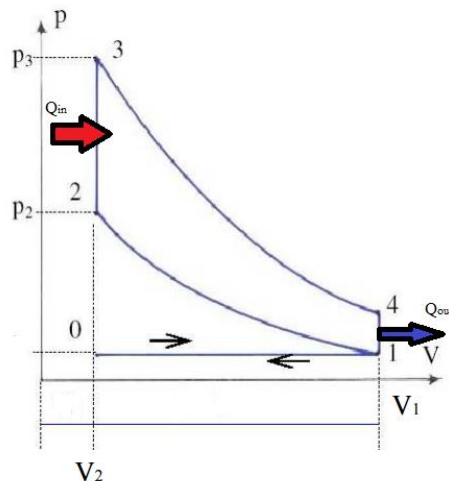
- En lugar de mezcla de aire y combustible, en el cilindro sólo hay aire.
- El fluido en el cilindro se comporta como un gas ideal.
- En las etapas de compresión y expansión se supone proceso adiabático.
- La adición de calor se debe a una fuente externa.
- En los motores de encendido provocado el calor es adicionado a volumen constante.
- En los motores de encendido por compresión el calor es adicionado a presión constante.
- No se tienen en cuenta las pérdidas por fricción y por transferencia de calor con las paredes del cilindro, solamente se considera pérdida de calor al final de la expansión a volumen constante.

Barjaneh y Sayyaadi [15], muestran modelos cero dimensionales para ciclo Otto y Diesel.

Ley de los gases ideales: $Pv = RT$

Dónde, P : presión del gas; v : volumen específico del gas; R : constante de los gases; T : temperatura absoluta. En la Figura 2 se muestra el diagrama P-V del ciclo Otto ideal, en el que se hacen las suposiciones ya mencionadas, donde las etapas de compresión y admisión son (1-2) y (3-4) respectivamente, la adición de calor se realiza entre (2-3) y la etapa de liberación de calor es (4-1).

Figura 2. Diagrama P-V ciclo Otto ideal.



$$P_2 = P_1 R_c^k \qquad T_2 = T_1 R_c^{k-1} \qquad (14)$$

$$P_4 = \frac{P_3}{R_c^k} \quad T_4 = \frac{T_3}{R_c^{k-1}} \quad (15)$$

$$Q_{in} = m_f Q_{LHV} = \bar{m} C_v (T_3 - T_2) \quad (16)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{m_f Q_{LHV}}{\bar{m} C_v} \quad P_3 = P_2 \frac{T_3}{T_2} \quad (17)$$

$$Q_{out} = \bar{m} C_v (T_4 - T_1) \quad (18)$$

Dónde, P_1 , T_1 : presión atmosférica y temperatura ambiente respectivamente; P_2 , T_2 : presión y temperatura al final de la etapa de compresión; P_3 , T_3 : presión y temperatura al inicio de la expansión (presión y temperatura máxima); P_4 , T_4 : presión y temperatura al final de la expansión; k : relación de calores específicos C_p/C_v ; R_c : relación de compresión; Q_{in} , Q_{out} : calor adicionado al motor y calor cedido por el motor respectivamente; m_f : masa de combustible quemada; $\bar{m} C_v$: promedio de calores específicos a volumen constante entre estados; Q_{LHV} : poder calorífico inferior del combustible.

Aguirre [16], propone otra ecuación para el cálculo de la temperatura máxima en el ciclo Otto.

$$\rho_1 = \frac{P_1 M}{T_1 R} \quad (19)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2 M}{T_2 R} \quad (20)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{R_c \eta_v Q_{LHV} F_e \rho_1}{C_v F_R \rho_2} \quad (21)$$

Dónde, ρ_2 : densidad de los gases cuando el pistón se encuentra en punto muerto superior; ρ_1 : densidad del aire de admisión; η_v : Eficiencia volumétrica; R_c : Relación de compresión; F_e : dosado estequiométrico; F_R : dosado relativo; C_v : calor específico a volumen constante.

Luego de conocer cada uno de los procesos del ciclo se puede estimar el trabajo indicado y la eficiencia térmica del ciclo [15].

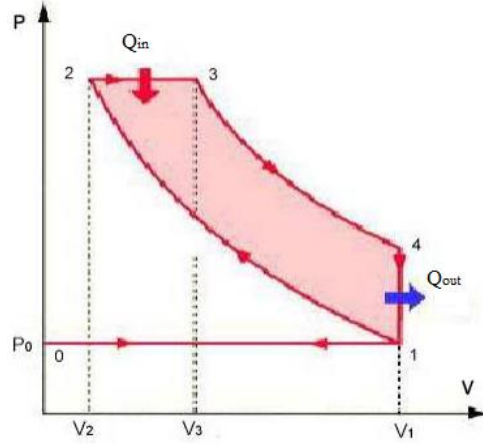
$$W_i = \bar{m} C_v \left[T_1 (1 - R_c^{k-1}) - T_3 \left(1 - \frac{1}{R_c^{k-1}} \right) \right] \quad (22)$$

$$\eta_T = \frac{W_i}{Q_{in}} = 1 - \frac{1}{R_c^{k-1}} \quad (23)$$

Dónde, W_i : trabajo indicado; η_T : eficiencia térmica.

Para el ciclo Diesel las etapas de compresión (1-2) y de liberación de calor (4-1) se calculan igual que para el ciclo Otto, pero la adición de calor se realiza a presión constante como lo muestra la Figura 3.

Figura 3. Diagrama P-V para ciclo Diesel ideal.



$$P_3 = P_2 \quad Q_{in} = m_f Q_{LHV} = \bar{m} C_p (T_3 - T_2) \quad (24)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{m_f Q_{LHV}}{\bar{m} C_p} \quad (25)$$

$$V_3 = V_2 \frac{T_3}{T_2} \quad \frac{V_3}{V_2} = \beta \quad (26)$$

$$P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^k = P_3 \left(\frac{\beta}{R_c} \right)^k \quad T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{\beta}{R_c} \right)^{k-1} \quad (27)$$

$$W_i = k T_1 R_c^{k-1} (\beta - 1) - \left(T_3 \left(\frac{\beta}{R_c} \right)^{k-1} - T_1 \right) = T_1 [k R_c^{k-1} (\beta - 1) + 1] - T_3 \left(\frac{\beta}{R_c} \right)^{k-1} \quad (28)$$

$$\eta_T = \frac{W_i}{Q_{in}} = 1 - \frac{1}{R_c^{k-1}} \frac{(\beta^{k-1})}{k(\beta - 1)} \quad (29)$$

Dónde, $\bar{m} C_p$: promedio de calores específicos a presión constante entre estados; β : grado de combustión a presión constante.

1.4 PARÁMETROS EXTERNOS DE LOS MOTORES

Existen dos tipos de parámetros en un motor, los parámetros indicados que se refieren al ciclo cerrado del motor, y los parámetros efectivos que están referidos al eje de salida teniendo en cuenta las pérdidas mecánicas debidas a la fricción. Los parámetros efectivos más importantes son el trabajo, potencia, par, presión media efectiva, consumo de combustible y el régimen de giro el cual es una variable de funcionamiento principal en un motor [11].

Se presentan las siguientes ecuaciones para el cálculo de los parámetros efectivos:

$$Pme = \frac{W_e}{V_c} \quad (30)$$

$$M_e = \frac{N_e}{N} \quad (31)$$

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_c} \quad (32)$$

$$g_{ef} = \frac{m_f}{N_e} \quad (33)$$

Dónde, W_e : trabajo efectivo; Pme : presión media efectiva; N_e : potencia efectiva; η_v : eficiencia volumétrica; m_a : masa de aire aspirada por el motor; ρ_a : densidad del aire; V_c : volumen del cilindro; g_{ef} : consumo específico de combustible; m_f : masa de combustible consumida.

En las curvas características de operación de los motores de combustión interna el par efectivo suele disminuir al aumentar la velocidad de giro del motor, debido a las pérdidas mecánicas las cuales se encuentran en función de la velocidad del pistón; cuando las pérdidas mecánicas se estiman se puede calcular un valor aproximado de los parámetros indicados [12].

Para motores a gasolina:

$$pmpm = 0,049 + 0,0152 V_m \quad \text{si } S/D > 1 \quad (34)$$

$$pmpm = 0,039 + 0,0132 V_m \quad \text{si } S/D < 1 \quad (35)$$

Para motores Diesel con cámara de combustión no separada:

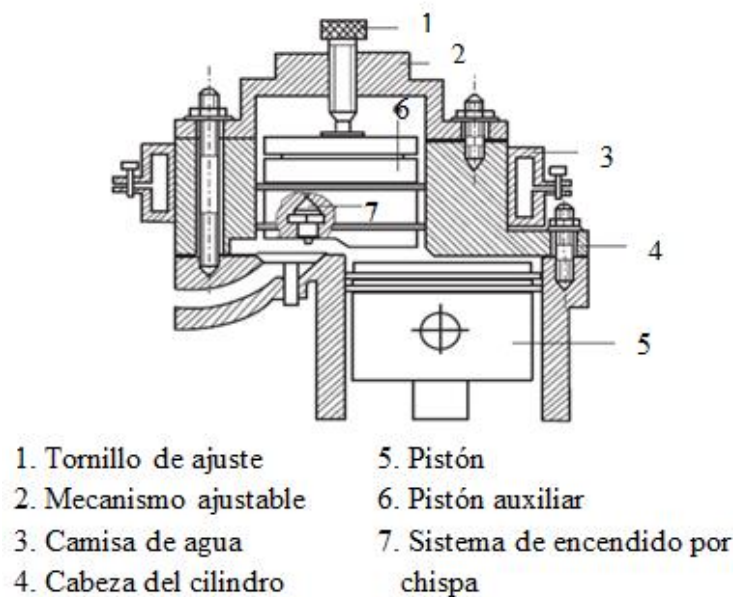
$$pmpm = 0,103 + 0,0118 V_m \quad (36)$$

$pmpm$: presión media por pérdidas mecánicas.

1.5 COMBUSTIBLES E INSTRUMENTACIÓN

Bahattin *et al* [6], estudian el efecto causado al elevar gradualmente la relación de compresión en un motor operando con metanol puro y gasolina (combinados), y midieron la variación de la potencia obtenida y de la concentración de los gases en la emisión del motor del banco de pruebas (VCORE) mostrado en la Figura 4, el cual por medio de modificaciones en el cilindro del motor permitía variar la relación de compresión desde 6:1 hasta 10:1. El estudio mostró que existen aspectos tanto positivos como negativos al aumentar la relación de compresión, por ejemplo, aumentan la potencia y la eficiencia térmica y disminuye la concentración de CO_2 , pero aumentan las concentraciones de CO y de NO_x .

Figura 4. Representación esquemática del motor del banco de pruebas utilizado en [6].



Luft [7], muestra cómo afecta, en gran parte, el ángulo del salto de chispa en el par, la eficiencia y la concentración de hidrocarburos y NO_x en los gases de escape, además muestra cómo determinar el rendimiento óptimo de un motor trabajando en modo dual. Las pruebas se realizaron a tres velocidades de giro diferentes del eje de salida del motor (1500, 1800 y 2200 RPM), tres ángulos de avance de chispa (20° , 25° y 30°) y tres valores de dosificación de combustible (0,017; 0,024 y 0,032 g/ciclo) y se determinó que el punto óptimo de operación

desde el punto de vista de par entregado y eficiencia mecánica, se dio al trabajar con un ángulo de avance de chispa de 20°.

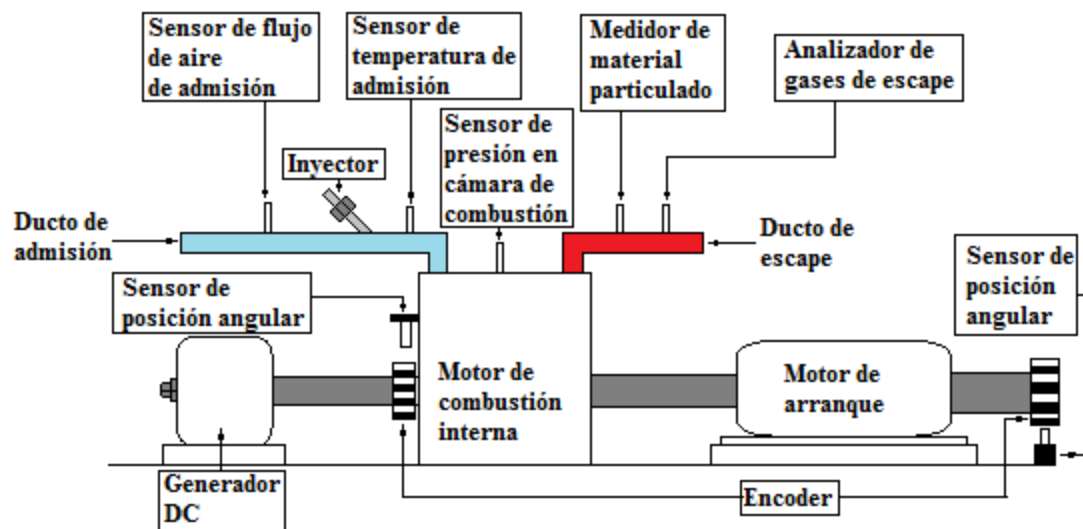
A la hora de reducir la concentración de gases como el monóxido de carbono (CO) en el escape existen diversas estrategias ya probadas, Hyun Kyu Suh [8], expone algunas, en especial, variando el método y el momento de la inyección del combustible en un motor de baja relación de compresión y, además observando una mejora en la estabilidad de la combustión debido a una reducción en la temperatura de escape y en la máxima presión de combustión. M. Pandian *et al* [9] analizan las variables que definen tanto el rendimiento y comportamiento del motor como sus emisiones, además muestran cómo la determinación de estas variables en un estudio previo al inicio de las pruebas es fundamental, ya que optimiza el tiempo de ejecución de la investigación y reduce el número de ensayos a realizar.

R.G. Papagiannakis *et al* [10], modifican un motor para operar con Diesel y bajo un modo dual con gas natural con el fin de determinar la importancia de la relación aire-combustible en el proceso de combustión, y observar los efectos provocados en la concentración de los gases de escape. Tomaron datos bajo diferentes regímenes de carga y velocidades de giro, y tuvieron como resultado que al disminuir la relación aire/combustible, aumenta la concentración de emisiones de monóxido de carbono. Además muestra cómo la utilización de gas natural como suplemento en motores Diesel es una técnica prometedora para la reducción de emisiones contaminantes, sin requerir mayores cambios en la estructura del motor.

Chaican y Saleh [17], prueban un motor 4T con relación de compresión, avance de chispa y relación aire combustible variables, para determinar la relación de compresión óptima de cada combustible usado, operando el motor con gasolina, hidrógeno, gas natural y gas licuado del petróleo. Realizan medición de potencia con un motor/generador eléctrico, velocidad angular con un tacómetro, el flujo de aire con medidor de flujo viscoso y temperatura en los gases de escape con un termopar de níquel/cromo, obteniendo como resultados relaciones de compresión óptimas para gasolina 8:1, 10,5:1 para gas licuado del petróleo, 13:1 para gas natural y 11:1 para hidrógeno siendo este último el combustible con el cual se obtuvo mayor potencia, menor consumo, menor temperatura en gases de escape y mayor eficiencia. Rodríguez [18] usando un banco de pruebas similar (ver Figura 5) realiza pruebas en un motor de encendido provocado con

relación de compresión 14:1 alimentado con etanol anhidro y unas mezclas de etanol hidratado/gasolina y variando la relación aire combustible, comparó los resultados con cada combustible y observó mayor presión en cámara de combustión usando etanol anhidro. También usando una instrumentación similar, Yousufuddina y Masoodb [29] realizan pruebas con un motor de relación de compresión variable desde 7:1 hasta 11:1, modificando el avance de salto de chispa, y usando como combustible etanol y mezclas etanol/hidrogeno obtienen como resultados una mejor operación del motor en relación de compresión 11:1 y un avance de chispa de 25° antes del punto muerto superior. J. Rueda [19] recomienda usar gasolina corriente en motores con relación de compresión menor a 9,5:1 y gasolina extra para mayores relaciones de compresión.

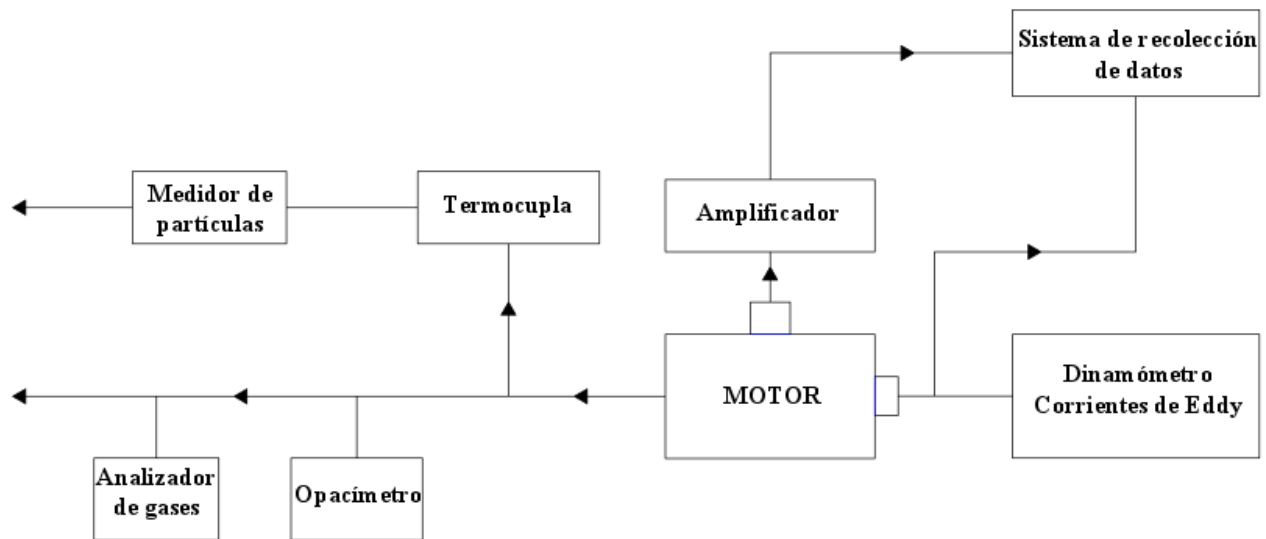
Figura 5. Esquema de banco de pruebas utilizado por Rodríguez [18].



Cuando se desea operar un motor de encendido provocado con etanol se deben realizar modificaciones, tales como variar el ángulo de salto de chispa a 40° antes del punto muerto superior, aumentar el dosado de combustible a 7:1 y aumentar relación de compresión, además se advierte que el etanol es un líquido altamente corrosivo [28]. Camarillo [26], realiza compara la operación de un motor de combustión interna alimentado con mezclas gasolina/etanol anhidro y gasolina/etanol hidratado concluyendo que la operación con ambos combustibles es similar en cuanto a par y potencia efectivos. Costa y Sodré [20], exponen los efectos de variar la relación de compresión desde 10:1 hasta 12:1 en un motor operando con etanol y mezcla etanol/gasolina E22; utilizan un banco equipado con dinamómetro de freno magnético “*Eddy-current*

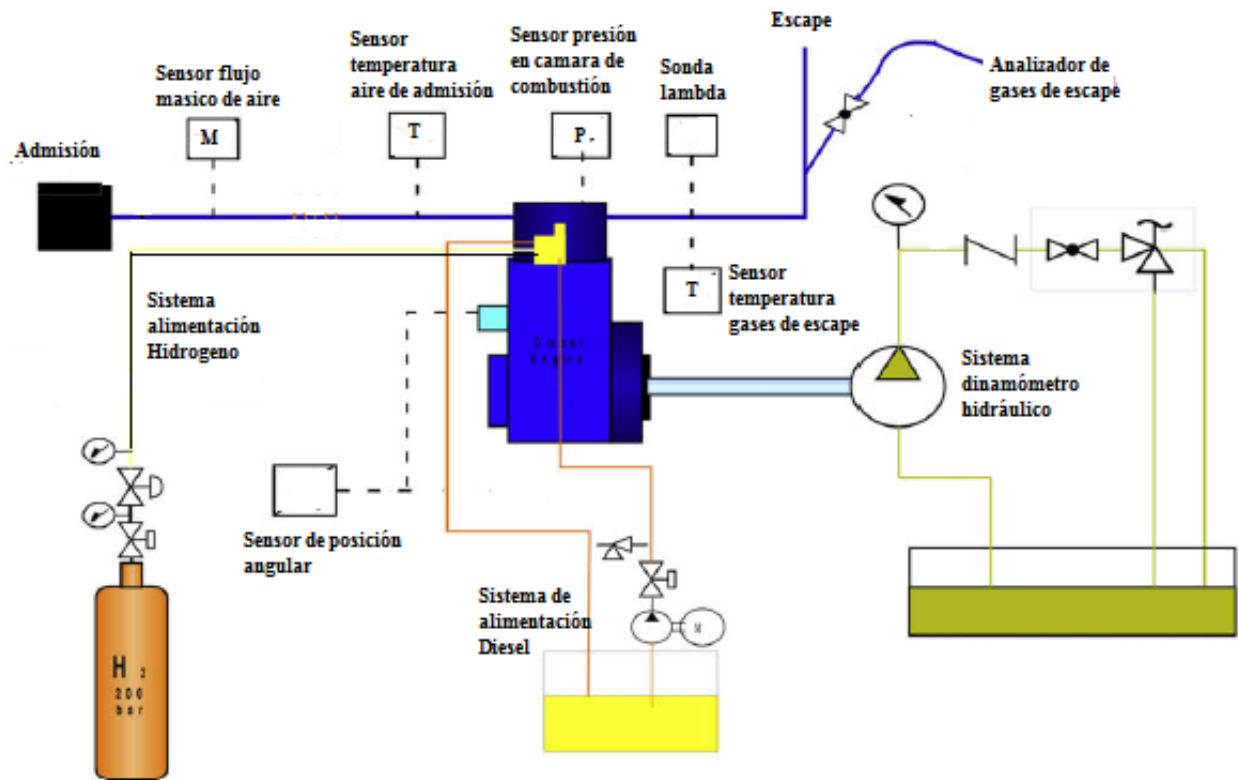
dynamometer” con celda de carga para la medición de par, un medidor de flujo de combustible, sensor inductivo instalado frente a un encoder ubicado en el cigüeñal para medir posición y velocidad angular, termocuplas PT-100 para medir temperatura de refrigerante, lubricante y aire de admisión y termopar tipo K para los gases de escape y sensores de presión en admisión y en el escape. Obtuvieron que al aumentar la relación de compresión, se incrementan el par y levemente la potencia, disminuye el consumo específico de combustible y aumenta la temperatura, siendo mejores las prestaciones del motor operando con etanol con relación de compresión 12:1. Usando un banco de pruebas similar Kumar *et al* [22] (ver Figura 6), comparan el funcionamiento de un motor usando como combustibles Diesel y biodiesel, obteniendo mayor potencia y par utilizando biodiesel o mezclas de Diesel y biodiesel.

Figura 6. Esquema de banco de pruebas usado por Kumar *et al* [22].



Gomes *et al* [21], acondicionan un motor para operar con inyección directa de hidrógeno y Diesel (ver Figura 7), realizando mediciones de potencia con un dinamómetro hidráulico acoplado directamente al motor, presión en cámara de combustión con sensor Optrand de fibra óptica, flujo másico de aire de admisión con medidor de flujo Bosch HFM5, velocidad angular del motor y análisis de emisiones, temperatura de gases de admisión y escape, obteniendo como resultado mejores prestaciones cuando se opera el motor con inyección directa de hidrógeno.

Figura 7. Esquema de banco de pruebas usado por Gomes *et al* [21].



D.C. Rakopoulos *et al* [26], evalúan las características de combustión en un motor de combustión interna con capacidad de funcionar en ciclo otto o Diesel, alimentado con mezclas de Diesel y etanol usando una relación de compresión de 19,8:1. Usan un banco de pruebas equipado con un dinamómetro DC para la medición de potencia, un sistema de medición de consumo de combustible, analizador de gases para medir concentración de NO_x, CO y HC en las emisiones, sensor piezoeléctrico Kistler para medición de presión en cámara de combustión y presión de inyección de combustible, sensor TDC Tectronix de tipo magnético para medición de velocidad angular, obteniendo mayor retardo en el encendido y una liberación de calor más lenta con la mezcla etanol/Diesel respecto a la operación del motor solo con Diesel.

La Tabla 1 muestra las relaciones de compresión óptima obtenidas en cada una de las investigaciones consultadas.

Tabla 1. Relaciones de compresión óptimas para cada combustible a utilizar.

Relaciones de compresión óptimas		
Combustible	Rc óptima	Fuente
A.C.P.M.	17,5:1	[1]
	19,8:1	[26]
Gasolina corriente	8:1	[17]
	<9,5:1	[19]
Gasolina extra	>9,5:1	[19]
Etanol	14:1	[18]
	12:1	[20]

En la Tabla 2 se observa la instrumentación normalmente utilizada en bancos de pruebas que buscan medir variables para determinar tanto el rendimiento como el impacto ambiental de un motor de combustión interna.

Tabla 2. Instrumentación utilizada.

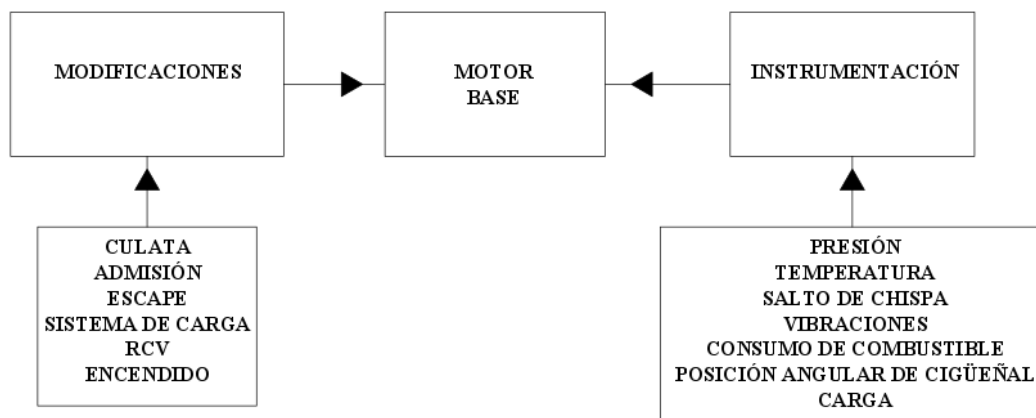
Instrumentación		
Variable	Instrumento	Modo de uso
Nivel de carga	Dinamómetro eléctrico DC/ generador	Acoplado al eje del motor y modificando resistencia eléctrica en el generador para variar el nivel de carga en el eje del motor.
	Dinamómetro hidráulico	Acoplado al eje del motor y se varia la carga por medio de la restricción de flujo de líquido mediante una válvula.
	Dinamómetro electromagnético	Se acopla al eje del motor y se varia la carga por medio de inducción de corriente
Posición angular cigüeñal	Sensor ferromagnético	Acoplado cerca al eje del motor, usualmente frente a una rueda dentada la cual sirve como referencia para conocer la posición del cigüeñal.
	Sensor efecto Hall	
Presión en de cámara combustión	Sensor piezoeléctrico	Ubicado en conjunto con la bujía y directamente dentro de la cámara de combustión.
	Sensor de fibra óptica	
Emisiones	Analizador de gases	Puesto en el escape para analizar la concentración de cada uno de los gases producto de la combustión.
	Opacímetro	
	Sonda lambda	Ubicado cerca de la válvula de escape para medir concentración de oxígeno
Par	celda de carga	Instalado en el eje de los dinamómetros para medir un fuerza de reacción y ayudar con el cálculo del par efectivo de los motores
Temperatura	Termómetro PT100	Ubicado cerca de las válvulas
Presión admisión/escape	Sensor de presión	Ubicado después de la mariposa de admisión y antes del convertidor catalítico.

Continuación Tabla 2		
Flujo de aire de admisión	sensor de hilo caliente	Ubicado después del filtro de AIRE.
	medidor de flujo viscoso	
Consumo de combustible	bureta de vidrio de volumen conocido y cronometro	Suministra combustible al motor y se mide el tiempo para un volumen determinado.

2. IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Este capítulo inicia con la descripción de un motor de encendido por compresión (Diesel), el cual fue la base del banco de pruebas, luego se mencionan las modificaciones realizadas para operar el motor con combustibles de encendido por chispa, y las adaptaciones necesarias para instrumentarlo con el fin de obtener señales de diversas variables. La Figura 8 muestra un diagrama de las modificaciones del banco de pruebas utilizado.

Figura 8. Esquema del banco de pruebas utilizado.



2.1 MOTOR BASE

El experimento se realizó con un motor CHANGFA 186 F, es un motor Diesel normalmente utilizado en obras civiles, generación de energía eléctrica y en labores agrícolas (ver Figura 9), y sus características generales se presentan en la Tabla 3.

Figura 9. Motor CHANGFA 186 F (a) y sus aplicaciones comunes (b).

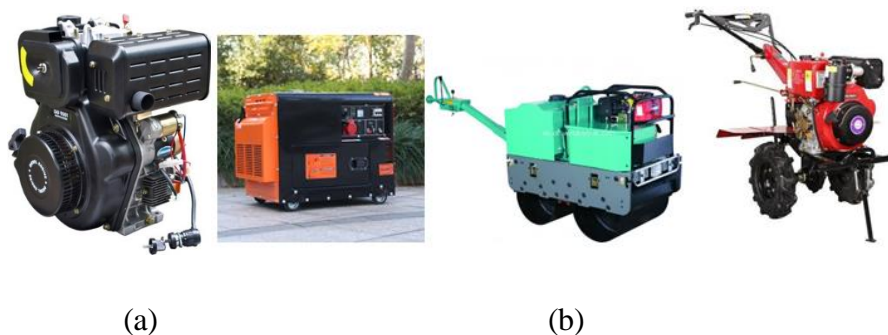


Tabla 3. Información de catálogo del motor CHANGFA186 F.

Motor CHANGFA 186F	
Tipo	motor vertical mono cilíndrico- 4 tiempos
Combustible	Diesel
Refrigeración	Aire forzado
Sistema de alimentación	inyección directa
Diámetro (mm) x Carrera (mm)	86x70
Longitud de biela (mm)	118
Cilindraje (cm ³)	406
Relación de compresión	19:1
Lubricación	Salpicadura
Arranque	eléctrico (12V-36A)/manual (Yoyo)
peso (kg)	48
dimensiones LxWxH (mm)	417x470x494
Dirección de giro	Anti horario (visto desde la salida de potencia)
Velocidad normal de giro (rpm)	3600
Capacidad combustible (L)	5,5
lubricante/cantidad (L)	SAE 10W30/ 1,65
Potencia normal (kW)	5,66/6,3
Velocidad media de pistón (m/s)	7/8,4
Presión media efectiva (kPa)	561,6/543,5
Consumo de combustible (g/kW)	273,5/285,7
Holgura de válvulas (admisión/escape) (mm)	0,15/0,15
Apertura válvula de admisión	13° antes de punto muerto superior
Cierre válvula de admisión	52° después de punto muerto inferior
Apertura válvula de escape	57° antes de punto muerto inferior
Cierre válvula de escape	30° después de punto muerto superior
Angulo de inyección de combustible	20° antes de punto muerto superior
Temperatura del escape (°C)	480
Temperatura de aceite de lubricación (°C)	95
Presión de inyección de combustible (MPa)	19,6
Longitud de eje de salida (mm)	70
Torque de tuercas de culata (N.m)/(lb.in)	54-58/478-513
Torque tornillos de inyector (N.m) /(lb.in)	10-12/88-106
Torque de soporte de balancín (N.m) /(lb.in)	28-35/248-310
Torque de tuerca de volante (N.m) /(lb.in)	120-135/1062-1195
Torque tornillos de biela (N.m) /(lb.in)	40-45/354-398
Tornillos estándar M8 (N.m) /(lb.in)	18-22/159-195
Tornillos estándar M6 (N.m) /(lb.in)	20-22/177-195

Según la información de catálogo [29] y la clasificación de los motores de combustión interna propuesta por [12], éste es un motor estacionario de 4T, mono cilíndrico vertical de tipo supercuadrado (diámetro de pistón mayor a carrera del motor), refrigerado por aire forzado el cual es impulsado por un ventilador acoplado al cigüeñal, su sistema de distribución de gases cuenta con árbol de levas en el bloque de motor y válvulas en la culata (OHV), la transmisión de movimiento del cigüeñal al árbol de levas es directa con engranajes y para la distribución de gases cuenta sólo con dos válvulas, al ser un motor Diesel la ignición del combustible se realiza por compresión, y su relación de compresión es alta (19:1), ésta es una de las razones para su selección, ya que para variar la relación de compresión es más sencillo aumentar volumen en cámara de combustión, que reducirlo. También por ser un motor Diesel la culata es plana y la cámara de combustión se encuentra en el pistón. Su aspiración es natural (motor atmosférico), y el proceso de llenado de aire se lleva a cabo por la succión que genera el pistón cuando la válvula de admisión está abierta y el pistón está descendiendo. La inyección de combustible es directa a la cámara de combustión, y se impulsa combustible gracias a una bomba de tipo unitaria, posee un cárter húmedo y la lubricación se lleva a cabo gracias a la salpicadura de aceite que se genera por el giro a alta velocidad del cigüeñal, el arranque del motor se puede llevar a cabo manualmente o mediante un motor eléctrico accionado por un interruptor.

Los elementos móviles del motor se presentan en la Figura 10.

Figura 10. Elementos móviles del motor del banco de pruebas: ejes de transmisión de potencia (a), bulón y biela (b), levanta válvulas(c), inyector y bomba de combustible (d), pistón (e) y mecanismo de válvulas (f).



(a)

(b)

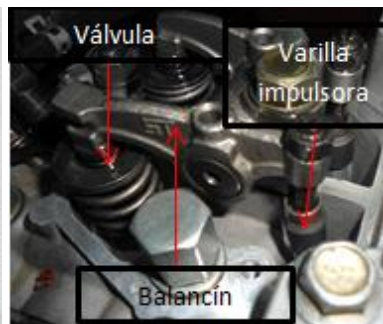
(c)



(d)



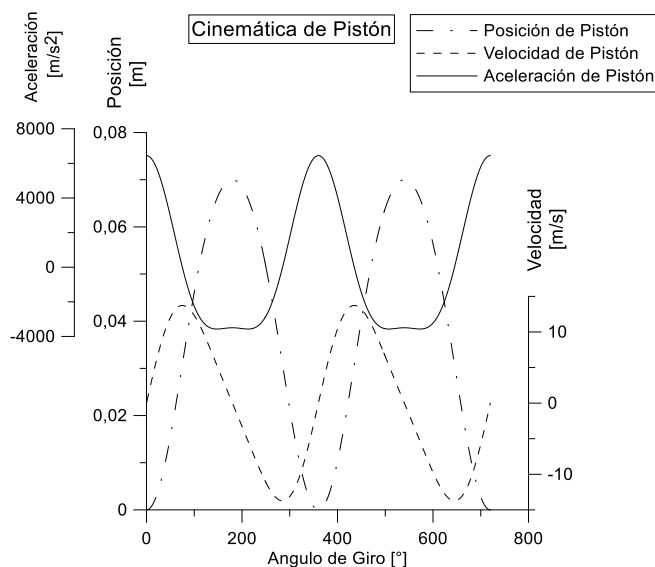
(e)



(f)

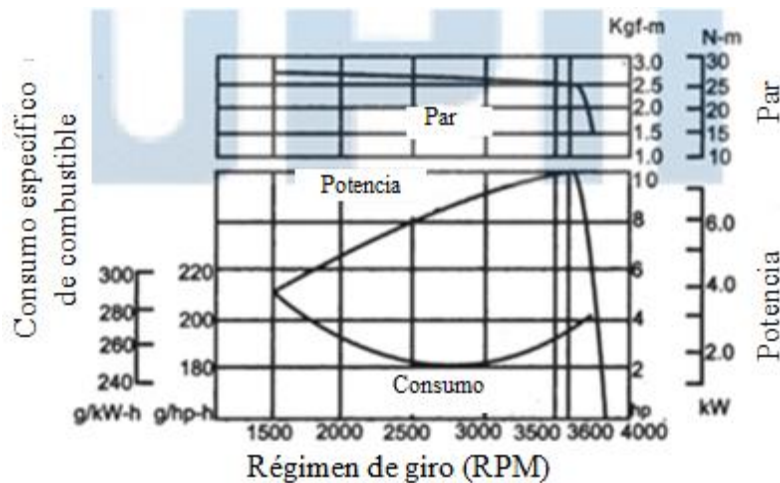
2.1.1 Características cinemáticas. Los cálculos de la cinemática del motor han sido realizados con los datos consignados en la Tabla 3, las ecuaciones (9), (10), (11), y con el régimen de giro de la potencia máxima (3600 R.P.M.), en las gráficas (Figura 11) se encuentran las curvas de posición, velocidad y aceleración del pistón respecto al ángulo de giro.

Figura 11. Posición, velocidad y aceleración del pistón respecto al ángulo de giro.



2.1.2 Características externas del motor (parámetros efectivos). En la Figura 12 se muestran las curvas de operación del motor, en la cual se encuentran el momento, potencia en el eje del motor y el consumo de combustible por unidad de trabajo, todos éstos respecto a la velocidad angular del motor.

Figura 12. Curvas de operación del motor del banco de pruebas.



2.2 ACONDICIONAMIENTO DEL MOTOR E INSTRUMENTACIÓN

Las modificaciones fueron realizadas con varios propósitos: lograr que el motor funcionara con combustibles de encendido por chispa, conducir los gases producto de la combustión de manera adecuada, facilitar la instalación de sensores para medir las variables, también acoplar al eje del motor un dinamómetro que permitiera modificar la carga del motor y variar la relación de compresión.

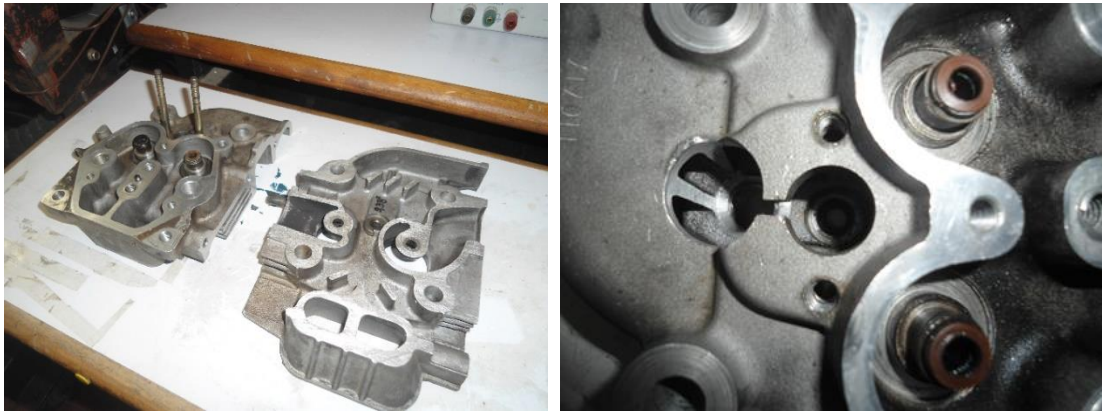
En resumen, en este banco será posible adquirir señales de variables como: velocidad y posición angular del cigüeñal, presión en cámara de combustión, par, instante del salto de chispa de encendido, consumo de combustible y vibraciones.

2.2.1 Medición de presión y temperatura

- **Adecuación en la culata de rosca para bujía.** Se realizó con dos propósitos: encender el motor con combustibles de encendido provocado, e instalar un sensor de presión en la cámara de combustión. Primero se realizó una rosca en la culata para instalar un elemento que portaría la bujía (quemador), debido a que sin él la bujía podría chocar contra el pistón. Para conocer de la geometría interna de la culata y garantizar una posición y asiento correcto de la bujía o sensor de presión, se seccionó una culata idéntica a la del motor con la cual se determinó el ángulo y la posición para realizar la perforación

sin perjudicar la distribución de gases y el sistema de alimentación Diesel. La Figura 13 (a) muestra cómo se seccionó la culata que sirvió para este propósito, mientras la Figura 13(b) muestra la perforación realizada.

Figura 13. Culata (a) seccionada y (b) perforada.

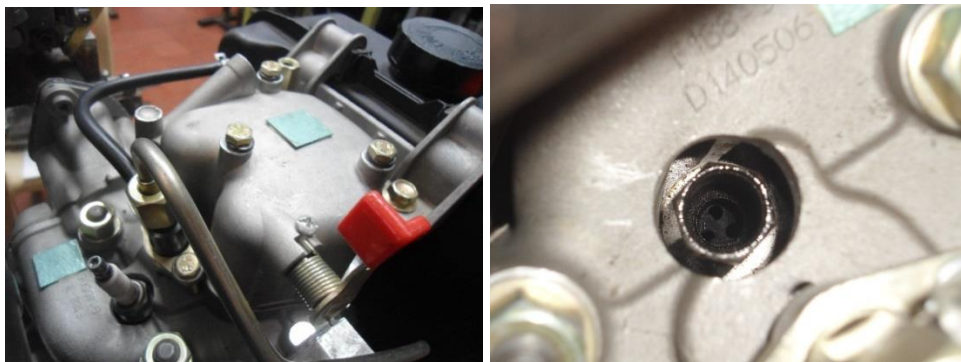


(a)

(b)

Se realizó la perforación en otra culata con la ubicación e inclinación ya determinadas para verificar la viabilidad de esta modificación, y por último se realizó la operación definitiva, se instaló la culata y se encendió el motor para verificar hermeticidad (ver Figura 14).

Figura 14. Adecuación de bujía, (a) vista general y (b) detalle del elemento utilizado para el roscado.

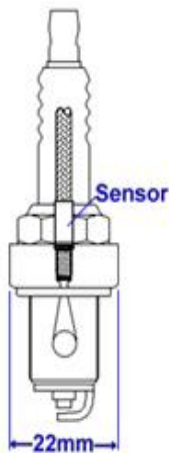


(a)

(b)

El sensor de presión en cámara de combustión usado es electrónico con transmisión por fibra óptica (ver Figura 15).

Figura 15. Sensor de presión Optrand D822J6-SP utilizado en cámara de combustión.



Sensor de presión	
Marca	Optrand
Modelo	D822J6-SP
Rango de presión [psi]	0-1500
Torque de instalación [lb-in]	8
Voltaje de alimentación [V]	9-18 (DC)
Voltaje de salida [V]	0,5-4,5 (DC)
Sensibilidad [mV/psi]	2,65
Rango de frecuencia [Hz]	0,1-20000
Rango temperatura sensor [°C]	-390
Rango temperatura cable [°C]	-240
Longitud cable de fibra óptica [m]	1,5
Radio mínimo de doblado del cable [mm]	5

- **Adecuación para sensor de presión y temperatura en el escape.** Fue mecanizado con dos propósitos: primero, crear una superficie para instalar un sensor de presión o temperatura cerca de la válvula de escape, debido a la ausencia de espacio entre la culata y el mofle, y segundo, aumentar el espacio de acceso para manipular la bujía y el sensor de presión en cámara de combustión.

Para generar esta superficie adicional se mecanizó un bloque de acero para lograr una distancia mayor entre un plano externo de esta pieza y los gases de la combustión luego se le realizó una perforación roscada para la instalación de sensores de presión o temperatura de los gases de escape (ver Figura 16).

Figura 16. Bloque para separación del escape e instalación del sensor: pieza fabricada (a) y montaje (b).



(a)



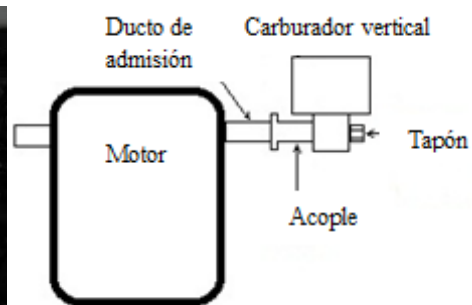
(b)

El anexo 6.1 muestra el diseño del bloque para el sensor de presión y temperatura.

2.1.2 Sistema de alimentación de combustibles para encendido provocado

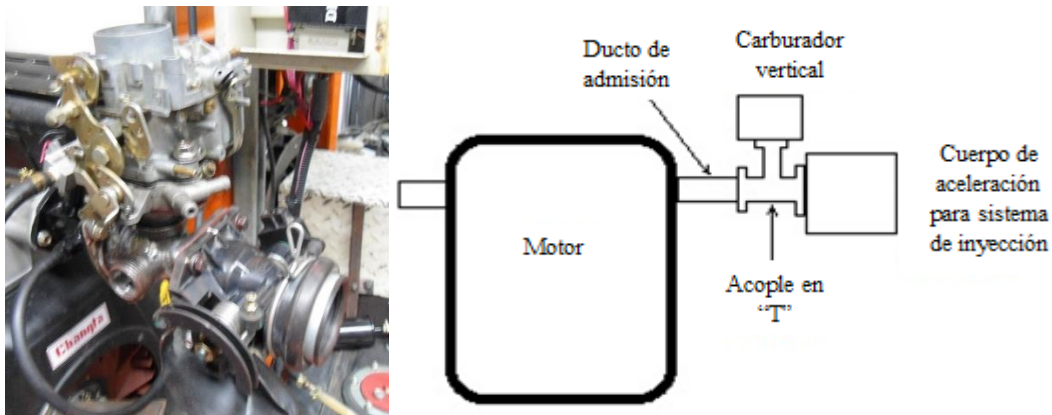
- **Ducto de admisión.** Es otra modificación que permite el encendido del motor con gasolina, fueron implementadas tres alternativas, primero se instaló un bloque sobre el cual se acopló un carburador de tipo vertical, a éste se le realizó un agujero roscado para insertar un tapón cuando el motor operara con gasolina y retirarlo para el funcionamiento con Diesel, también se soldó un quemador para instalar un sensor de presión o temperatura en el ducto de admisión (ver Figura 17(a)).

Figura 17. Montaje de carburador (a) Vertical; (b) Carburador y cuerpo de aceleración y (c) Carburador horizontal.



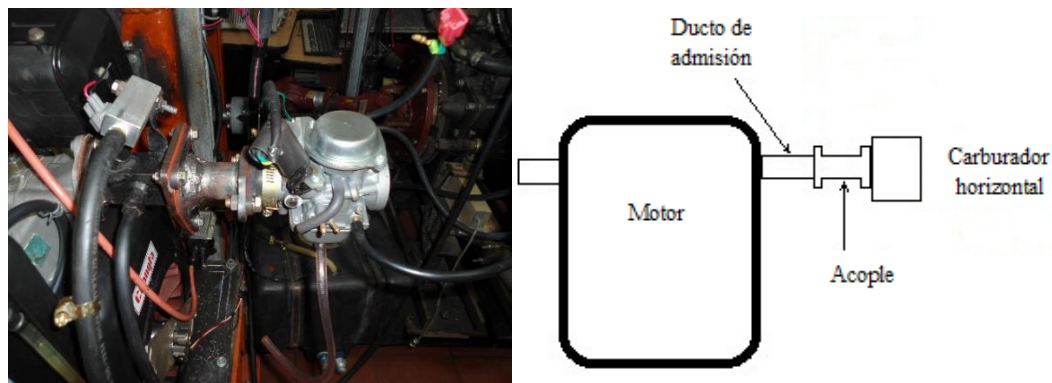
(a)

El anterior montaje fue reemplazado por un bloque en el cual se tenía instalado el mismo carburador pero además un cuerpo de aceleración para posteriormente implementar un sistema de inyección electrónica en el motor (ver Figura 17(b)), la principal ventaja de esta opción fue tener simultáneamente dos sistemas de suministro de combustible, pero la puesta a punto del motor no fue posible debido a desajustes y desgastes en el carburador y entradas de aire no deseadas a través del cuerpo de aceleración, adicionalmente, el flujo de aire y combustible desde el carburador hacia la admisión del motor era inadecuado ya que tenía cambios bruscos de dirección generando turbulencias y retorno de mezcla.



(b)

Por último, se instaló un carburador de tipo horizontal más pequeño utilizado comúnmente en motocicletas (ver Figura 17(c)), con el cual el motor funcionó mejor en todos los regímenes de operación y debido a la posición del carburador el flujo de aire era más directo y menos restringido.

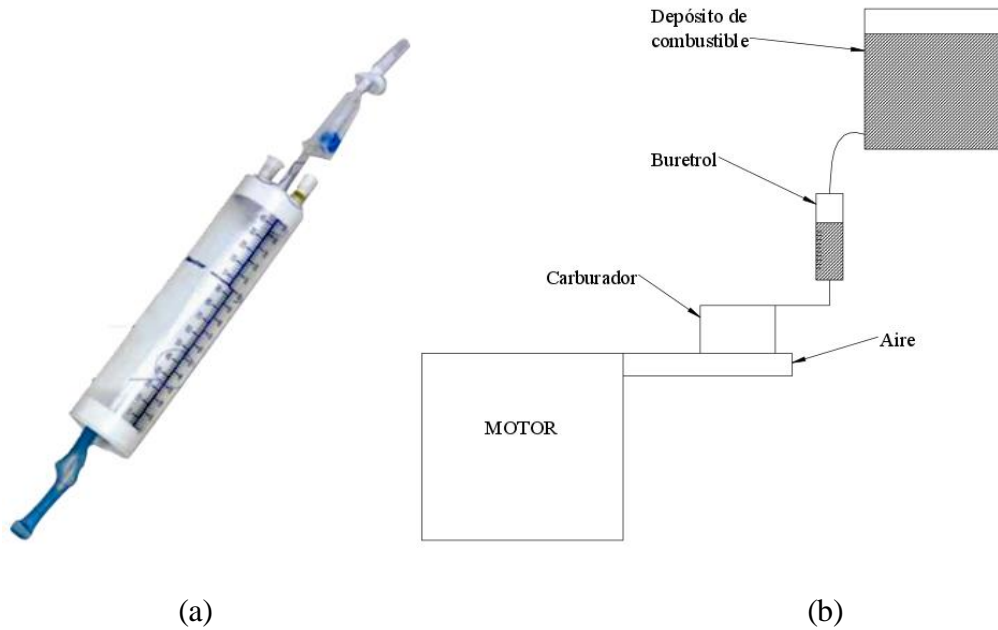


(c)

El anexo 6.2 muestra a detalle la construcción del ducto de admisión.

En la Figura 18 se observa el esquema de alimentación de combustible y el instrumento utilizado para medir consumo del combustible de manera volumétrica.

Figura 18. Medición de consumo. (a) Buretrol, (b) esquema de suministro y de combustible, y (c) información técnica.



Buretrol	
Marca	Baxter
Resolución [ml]	1
capacidad [ml]	100

(c)

2.1.3 Sistema de encendido por chispa. Debido a que el motor originalmente era únicamente de encendido por compresión, fue necesario modificarlo para operar con combustibles de encendido por chispa.

Para este propósito se utilizaron tres alternativas, y fue necesario retirar el sistema de arranque manual (yoyo) (ver Figura 19) para instalar el sistema de encendido.

Figura 19. Motor sin sistema de arranque manual.

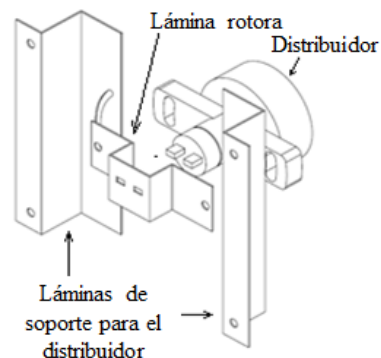


Primero se instaló un sistema de encendido con distribuidor, el cual se fijó al bloque del motor por medio de láminas dobladas, y se acopló su rotor al cigüeñal por medio de otra lámina, fijada a la copa de embrague del encendido manual del motor (ver Figura 20); el sistema tuvo varias dificultades ya que no fue un sistema sencillo de centrar y las láminas que lo soportaban se deformaban al encender el motor generando vibraciones y golpes entre los componentes, siendo éste posteriormente descartado.

Figura 20. Montaje del sistema de encendido con distribuidor (a) y detalle del montaje (b).



(a)

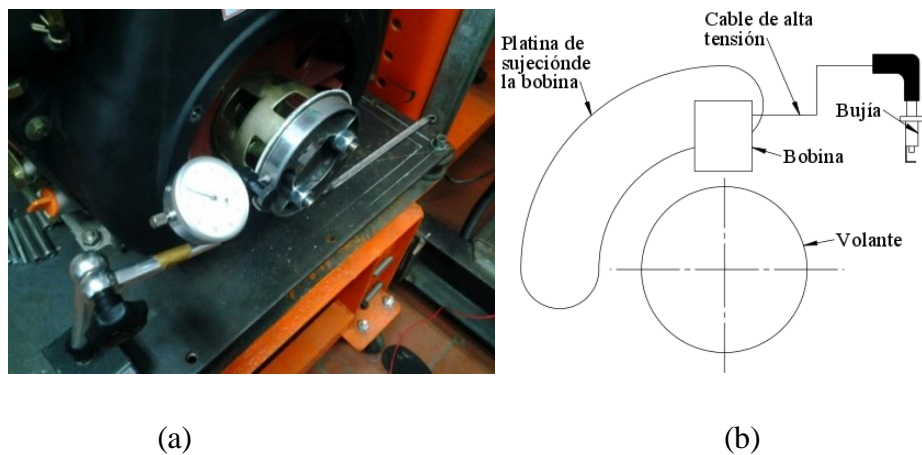


(b)

Luego se instaló un sistema de encendido de una desmalezadora (ver Figura 21 (a)), el cual sólo constaba de dos componentes (Volante y bobina integrada), la bobina se fijó por medio de una placa con ranuras para desplazarla en una trayectoria circular permitiendo el adelanto o atraso del

salto de chispa de encendido, y la volante fue fijada a la misma copa en la que se fijó la parte móvil del distribuidor del anterior sistema y fue centrada utilizando un comparador de carátula, logrando una oscilación máxima de 0,001 pulgadas (ver Figura 21 (b)), la desventaja del sistema fue la baja energía de la chispa generada, la cual era insuficiente para encender el combustible, además la masa de la volante fijada en el cigüeñal era una variable poco deseada debido a las vibraciones que podía generar y la inercia adicionada al sistema.

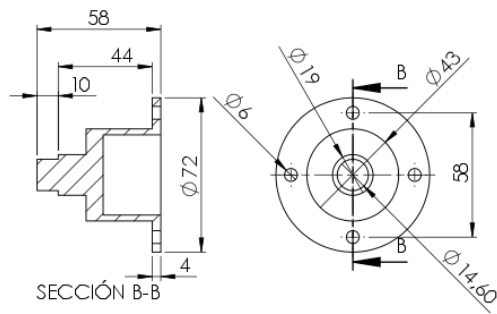
Figura 21. Segunda alternativa: encendido desmalezadora Goldstar: (a) Sistema de encendido, (b) montaje de la volante y (c) esquema de instalación.



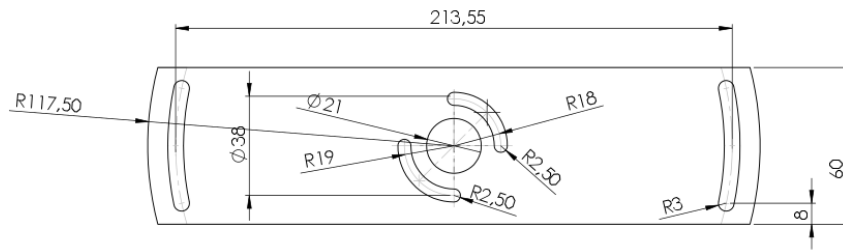
Por último se instaló un sistema electrónico de encendido cuyo rotor fue instalado por medio de una pieza mecanizada atornillada al cigüeñal, se realizó el centrado de éste con un comparador de carátula logrando una máxima oscilación de 0,003 pulgadas evitando así vibraciones no deseadas (ver Figura 22 (b)), los componentes de este sistema fueron conectados según las indicaciones del fabricante (ver Figura 22 (c)) y fue posteriormente probado logrando encender el motor con gasolina, este sistema tiene como ventaja una fácil modificación del ángulo de chispa, además genera energía suficiente para el encendido del combustible en el motor (ver Figura 22 (a)).

Éste fue el sistema de encendido escogido para realizar las pruebas con combustibles que requieren encendido provocado gracias a su practicidad en el montaje y su adaptabilidad a los requerimientos, tanto de robustez a la hora de soportar los esfuerzos a los cuales estaba sometido por sus regímenes de operación, como los necesarios para encender el combustible por chispa. En el anexo 6.3 se observa el detalle de cada una de las alternativas probadas.

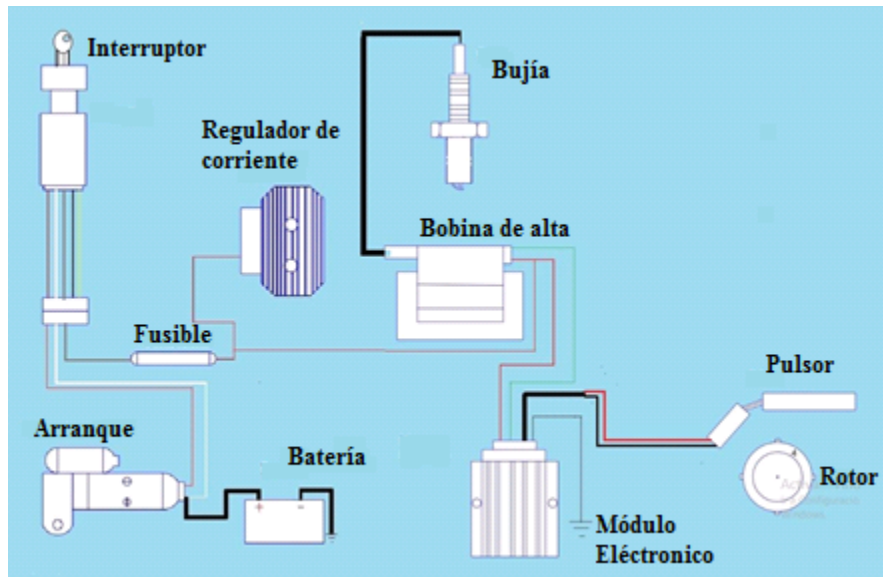
Figura 22. Sistema electrónico de encendido: (a) diseño y centrado del soporte, (b) platina base y montaje, y (c) diagrama de conexión.



(a)



(b)



(c)

2.1.4 Sistema de carga. La carga del motor se modifica usando un dinamómetro de “Corrientes de Eddy” (ver Figura 23). Su principio de funcionamiento es un mecanismo de freno que utiliza la inducción electromagnética para crear el fenómeno conocido como corriente de Foucault, creando una serie de resistencias, aprovechadas para frenar el motor [25].

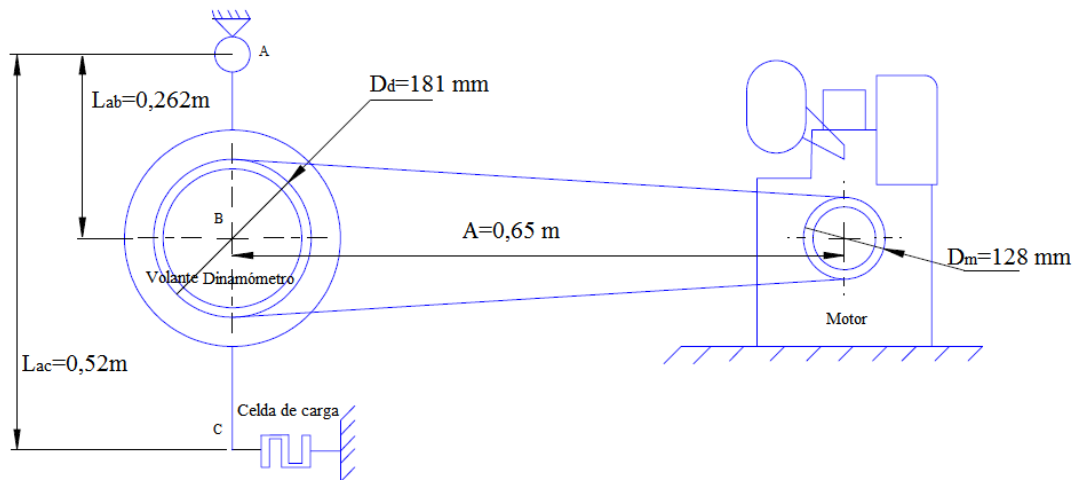
Figura 23. Dinamómetro CFK-200 [24].



Rango de aplicación (GVW)		15 - 18
Máximo torque de freno	12 V	1650 Nm
	24 V	2000 Nm
Masa	Completo	232 Kg
	Estator	154 Kg
	Rotor	78 Kg
Inercia del rotor		2,69 Kgm²
Torque máximo transmisible		31600 Nm
Velocidad máxima de giro		3600 R.P.M.
Espacio para regulación de aire		1,4 mm

La Figura 24 muestra las dimensiones principales del acople entre el motor y el dinamómetro utilizado.

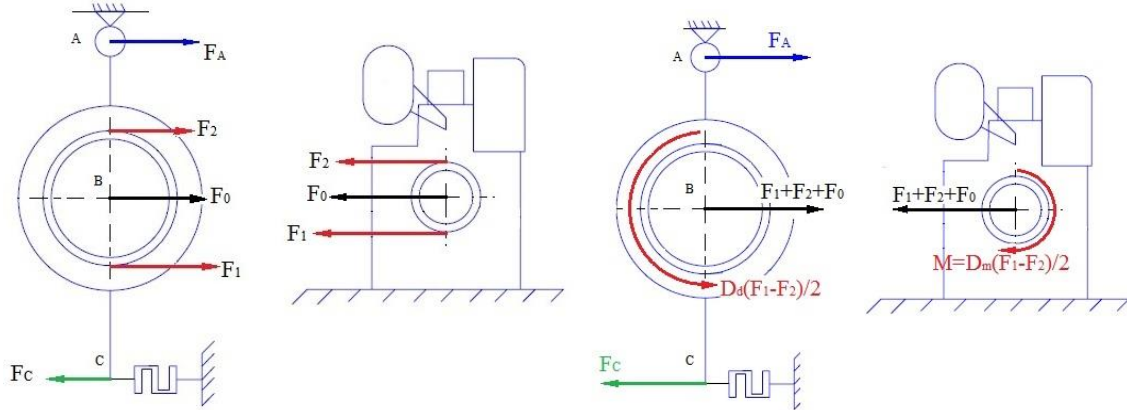
Figura 24. Dimensiones principales del sistema de carga.



En la Figura 25 se presenta el diagrama de cuerpo libre del motor y el dinamómetro, donde F_1 es la fuerza realizada por el ramal tenso de la transmisión por correas y F_2 del ramal flojo, F_A es la

reacción en el pivote del dinamómetro, F_0 es la tensión inicial de las correas la cual se mide por medio de la celda de carga (ésta se mide con el motor apagado), F_c es la fuerza medida por la celda de carga y M es el valor del momento en el eje de salida del motor.

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de motor y dinamómetro.



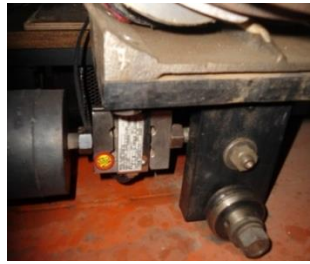
La relación matemática usada para calcular el par en el eje del motor se presenta en la ecuación (37) [30], y

$$M = \frac{(L_{AC} F_c - L_{AB} F_0)}{L_{AB} \left(\frac{R+1}{R} \right) + \frac{D_d}{2} \left(\frac{R-1}{R} \right)} * \frac{D_m}{2} \left(\frac{R-1}{R} \right) \quad (37)$$

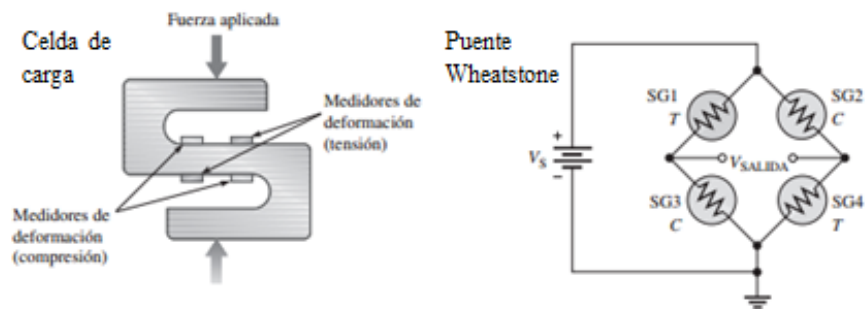
Dónde: M momento entregado por el motor, L_{AC} distancia entre el pivote del dinamómetro y la celda de carga, L_{AB} distancia entre el pivote del dinamómetro y el centro de la polea de este, D_d diámetro de polea del dinamómetro, D_m diámetro de polea del motor ($D_m < D_d$) y R es la relación de fuerzas entre ramal tenso y ramal flojo de la transmisión por correa.

La Figura 26 muestra el esquema de conexión de la celda de carga cuyo principio de operación es la deformación de galgas extensométricas la cual es usada con el dinamómetro. La Tabla 4 muestra las características de la celda de carga.

Figura 26. Celda de carga instalada en el banco de pruebas (a) y diagrama de conexión (b) [22].



(a)



(b)

Tabla 4. Datos característicos de celda de carga.

Datos celda de carga	
Capacidad [lb]	750
Voltaje de excitación [V]	5-15
Sensibilidad [mV/V]	$3 \pm 0,3$
Material	acero inox
Límite de sobrecarga	120%
Límite de ruptura	200%
Temperatura de operación [°C]	-15 a 70
Impedancia de entrada [ohm]	> 385
Impedancia de salida [ohm]	350 ± 3
Protección	IP65

Se realizó la calibración para verificar la sensibilidad de celda de carga suspendiéndola por uno de sus extremos a una estructura y adicionando masas por el otro (ver Figura 27 y Figura 28) se utilizó una báscula para medir cada masa, la celda de carga se alimentó con 10V DC, y el voltaje de salida de la celda se midió con un multímetro para cada masa adicionada. En la Figura 27 se muestran los valores de masa probados y los voltajes de salida obtenidos. Se graficó la recta de la celda de carga cuya ecuación se presenta en la Figura 27, y el valor R^2 indica que los datos consignados guardan una relación lineal entre sí y se puede extrapolar para obtener los valores de voltaje de salida cuando la masa cargada sea aún mayor a las ensayadas.

Figura 27. Calibración de la celda de carga.

V alimentación [V]	10
Masa [kg]	V salida [V]
6,6	0,0012
17,2	0,0022
32,4	0,0035
44,8	0,0046

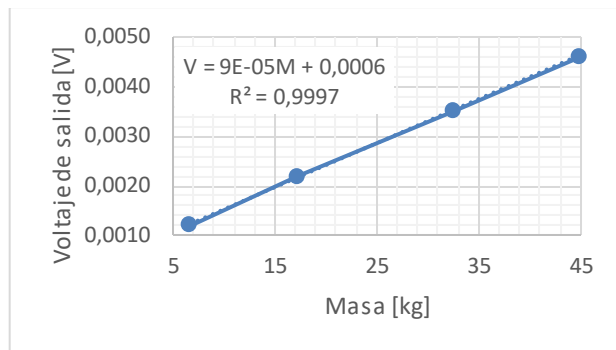
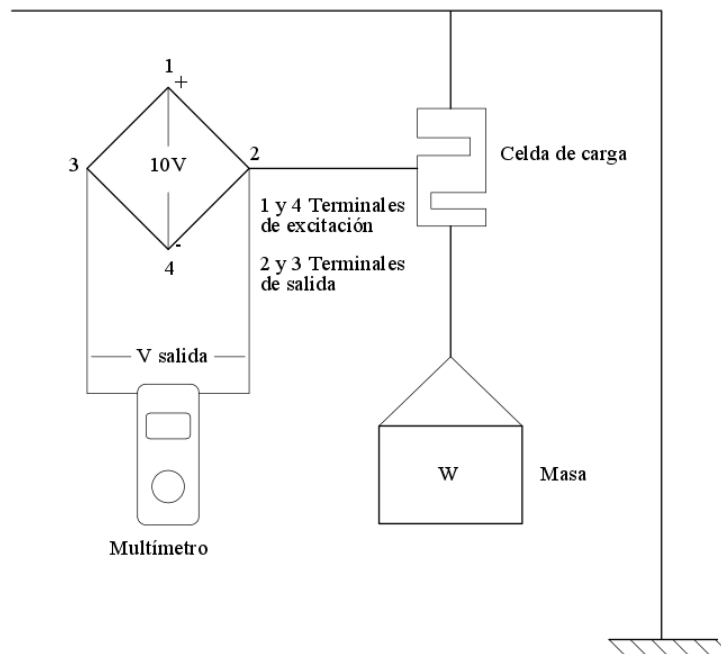
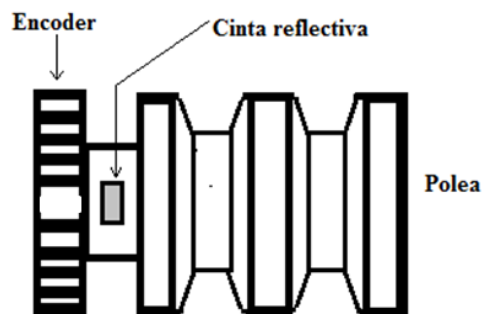


Figura 28. Calibración y ajuste de la celda de carga.



2.2.5 Adaptaciones para la medición de velocidad de giro. En la polea ubicada en el eje de salida del motor, se instaló una rueda dentada (encoder) para medir la posición angular de cigüeñal y se adhirió una cinta reflectiva para medir las RPM con un tacómetro digital. Ver Figura 29. La rueda dentada instalada con este propósito es fónica 60-2, lo cual indica que a la rueda original de 60 dientes, se le retiran dos (2) con el fin de ubicar cada revolución gráficamente.

Figura 29. Polea instalada para acoplar el eje de salida del motor al dinamómetro.



Se instaló un sensor de efecto Hall, el cual mide campo magnético o corriente para determinar la posición angular del cigüeñal mediante pulsos creados por un voltaje proporcional al producto de la fuerza del campo magnético y de la corriente ver Figura 30 y Tabla 5.

Figura 30. Sensor de posición efecto Hall instalado en el motor del banco de pruebas (a) y principio básico de funcionamiento (b) [23].

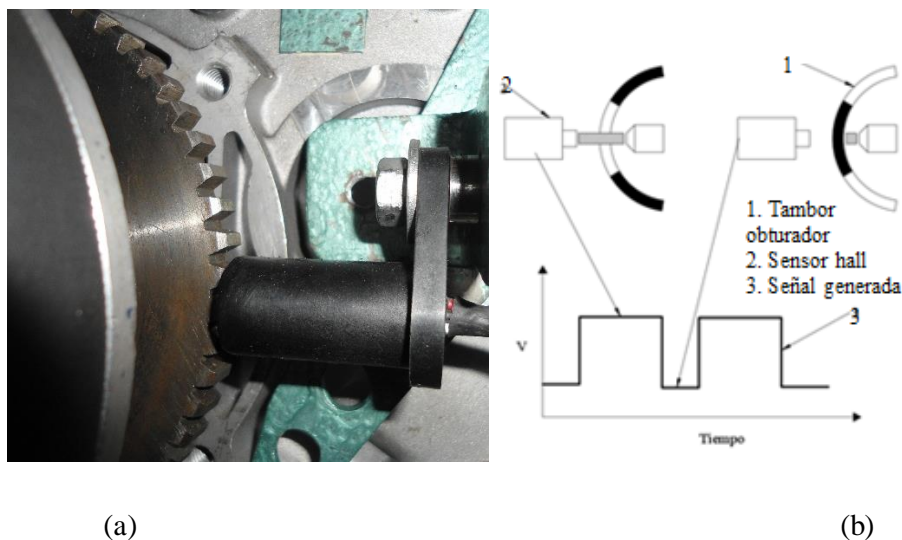


Tabla 5. Datos generales sensor de posición angular.

Sensor de posición angular	
V alimentación [V]	4,75-24
Tipo de onda	cuadrada
frecuencia máxima [kHz]	15
Máxima separación del encoder [mm]	5

Se utilizó el tacómetro SKF (ver Figura 31) para medir la velocidad angular del motor aproximada y tener una referencia cuando se realiza la adquisición de datos, luego las RPM del motor pueden ser verificadas mediante los datos del sensor de efecto Hall.

Figura 31. Tacómetro digital multifunción TKRT20 SKF utilizado para medir velocidad angular.



Tacómetro SKF	
Tipo	óptico/laser
Rango óptico [cm]	5-200
Rango de velocidad [RPM]	3-99999
Resolución [RPM]	1

2.2.6 Modificación para medición de vibraciones. Con el fin de adquirir señales de vibraciones en el motor, se ubicaron unas placas planas de acero en diferentes posiciones para proporcionar una superficie magnética y uniforme al acelerómetro utilizado (ver Figura 32).

Figura 32. Acelerómetro e información.



Información acelerómetro	
Sensibilidad [mV/g]	100
Frecuencia de operación [kHz]	0-15
Rango [g]	50
Voltaje de alimentación [V]	18-30 DC

2.2.7 Sistema de escape. Con el fin de evacuar los gases producto de la combustión, se debía prolongar el ducto de escape hasta llegar a al sistema de extracción, por lo cual se adaptó un tubo como extensión del escape del motor base (ver Figura 33 (a)), y se añadió un segmento de platina metálica al mofle (ver Figura 33 (b)) para girarlo y generar espacio suficiente entre éste y la culata para manipular elementos de medición. Para evitar averías en el mofle debido a vibraciones se sujetó por medio de soportes flexibles (ver Figura 33 (c) y (d)).

El anexo 6.4 muestra el detalle de los diseños y modificaciones realizadas en el sistema de escape del banco de pruebas.

Figura 33. Modificación al escape: (a) Montaje de mofle con rotación, (b) montaje del tubo extensor, (c) montaje láminas de sujeción para mofle, (d) acople flexible de tubo extensor.



(a)



(b)



(c)



(d)

2.2.8 Instante del salto de chispa. Para capturar el instante del salto de chispa de encendido se utilizó una pinza amperimétrica, la cual detecta el pulso por medio del cambio de los campos magnéticos (ver Figura 34), y se instala colocando la pinza alrededor del cable de alta tensión del sistema de generación de chispa. La adquisición de datos del salto de chispa se realiza de manera sincronizada con los otros sensores, por ende es posible identificar el ángulo o posición angular del cigüeñal y el instante preciso en el cual se presentó.

Figura 34. Pinza amperimétrica instalada para la medición del salto de chispa.

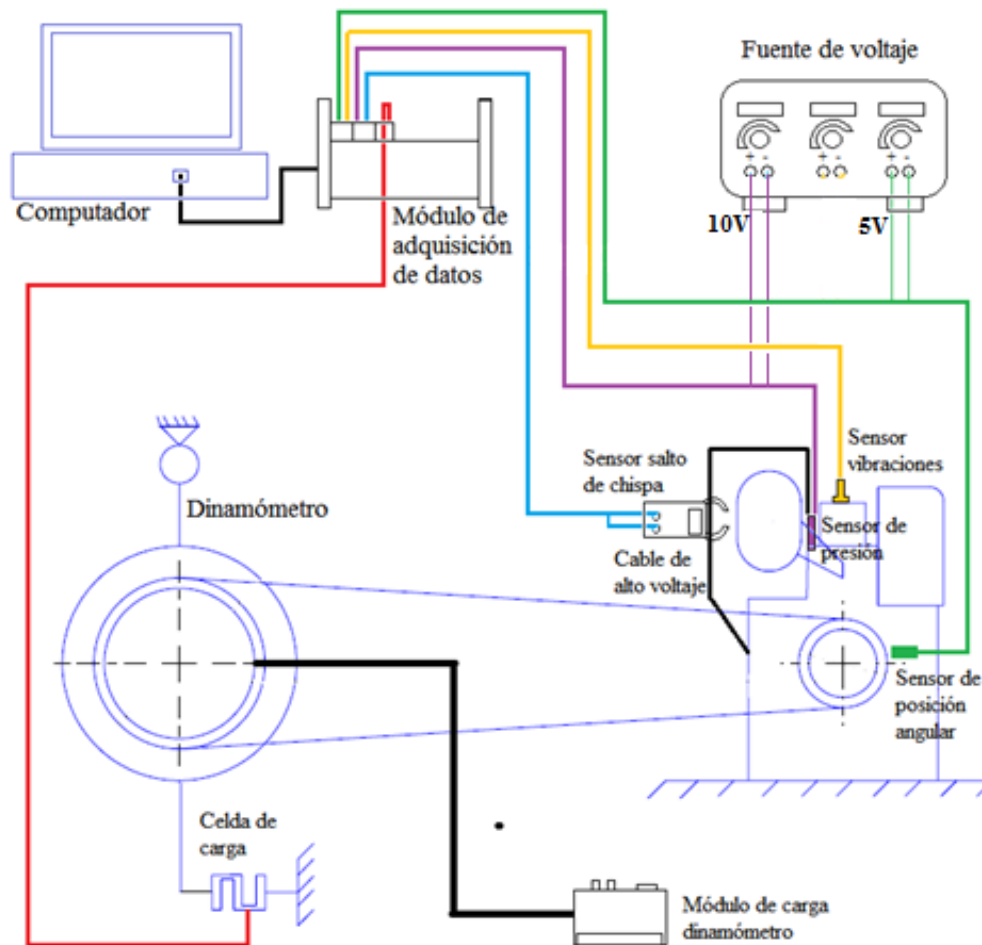


En la Figura 35 se muestra el banco de pruebas instrumentado y la conexión de los sensores acondicionados.

Figura 35. Banco de pruebas utilizado: (a) montaje y (b) esquema de conexión eléctrica de los sensores.



(a)



(b)

2.2.9 Variación de la relación de compresión. La obtención de la relación de compresión variable se alcanza mediante la variación del volumen muerto, o a partir del cambio en el punto muerto superior. Para variar la relación de compresión del motor del banco de pruebas, se probaron las dos alternativas:

La primera consistía en adicionar volumen a la cámara de combustión por medio de dos recipientes, uno para gasolina (ver Figura 36) y el otro para Diesel (ver Figura 37), a las cuales se les podía modificar el volumen adicionando pequeños cilindros (ver Figura 36 (c) y Figura 37(b)), Aunque el volumen de la cámara de combustión se podía aumentar de manera sencilla y era posible modificar la relación de compresión hasta valores bajos, no se lograba expulsar los gases producto de la combustión almacenados, luego éstos transferían la energía térmica a las

paredes del recipiente provocando temperaturas altas, generando así autoencendidos, detonaciones y operación irregular del motor. También sería poco práctico realizar mediciones utilizando esta alternativa debido al tiempo de exposición del operario y el motor a temperaturas tan altas. Adicionalmente se probó otra alternativa de recipiente mecanizado en aluminio (ver Figura 36 (b)) para aumentar la transferencia de calor, pero tampoco se eliminaron los problemas ya mencionados

Figura 36. Recipiente (botella) para variar la relación de compresión gasolina. Acero (a), aluminio (b), volúmenes de variación de relación de compresión gasolina (c)



(a)

(b)



(c)

Figura 37. Recipiente para variar la relación de compresión de Diesel. (a) Recipiente, (b) volúmenes de variación de relación de compresión



La otra manera de variar la relación de compresión consistía en modificar la cabeza del pistón, por medio de un corte con hilo para retirar una porción de la parte superior, luego del corte se practicaron dos agujeros roscados por medio de los cuales se podrían sujetar insertos adicionales para permitir la modificación del volumen de la cámara de combustión, los volúmenes que fueron adicionados al pistón fueron secciones cortadas de pistones usados (ver Figura 39). También para llegar a otros valores de relación de compresión se utilizó el recipiente mostrado en la Figura 36(a), los valores de volúmenes de cámara de combustión y relación de compresión real se encuentran en la Tabla 6, en la cual también se indica qué elementos se deben usar para llegar a las diferentes relaciones de compresión.

Tabla 6. Relaciones de compresión y volúmenes obtenidos con las modificaciones realizadas.

Rc Aproximada	Volumen disco [cm ³]	Volumen botella [cm ³]	Volumen cámara de combustión [cm ³]	Rc Real	Elementos usados
16	21,6	N/A	27,4	15,84	Disco
15	20	N/A	29	15,02	Disco
14	18	N/A	31	14,12	Disco
13	18	2,8	33,8	13,03	disco+ botella
12	12,2	N/A	36,8	12,05	Disco
11	12,2	4,8	41,6	10,77	disco+ botella
10	3,6	N/A	45,4	9,95	Disco
9	N/A	N/A	49,8	9,16	Ninguno
7,5	N/A	12,4	62,2	7,54	Botella

Figura 38. Piston modificado. Vista de piston (a), piston instalado en el motor (b).



Figura 39. Elementos variación de relación de compresión.



El anexo 6.6 muestra al detalle la primera alternativa probada para la variación de la relación de compresión.

3. FASE EXPERIMENTAL, RESULTADOS Y ANÁLISIS

3.1 DESCRIPCIÓN DEL EXPERIMENTO

El banco de pruebas está adecuado para medir las siguientes variables del motor:

- Presión en cámara de combustión.
- Presión en aire de admisión.
- Presión en gases de escape.
- Vibraciones (en diferentes puntos del motor y diferentes ejes).
- Momento o torque.
- Posición angular de cigüeñal (velocidad angular).
- Instante del salto de chispa
- Consumo de combustible.

Con el presente experimento se midieron las variables que permiten conocer las características externas del motor, por este motivo se midió el par de torsión, la posición angular de cigüeñal y el consumo de combustible. Se realizaron gráficos con las mediciones realizadas, los cuales fueron utilizados para correlacionar la relación de compresión y los combustibles probados, buscando las mejores configuraciones de operación del motor, al operar con gasolina extra, gasolina corriente y etanol, resaltando valores como la potencia máxima, el par máximo y el mínimo consumo específico de combustible.

3.1.1 Metodología utilizada. Para la realización de la prueba se manipularon cuatro variables del motor:

- Relación de compresión.
- Combustible.
- Nivel de carga del motor.
- Velocidad angular o régimen de operación.

Primero se fija una relación de compresión, posteriormente se elige un combustible, para luego seleccionar un nivel de carga y realizar pruebas variando el régimen de operación del motor. Se variaron los valores de relación de compresión desde 7,5:1 hasta 15:1, los combustibles usados fueron: gasolina corriente, gasolina extra y etanol; se realizaron pruebas con cuatro niveles de carga incluyendo una prueba en vacío (sin inducirle corriente al dinamómetro) y se variaron los regímenes de operación desde 1100 RPM hasta 3600 RPM en pasos no mayores a 300 RPM y adquiriendo datos durante 10 segundos según recomendación de la norma SAE J1349 [31]. En la Tabla 7 se muestra las relaciones de compresión y los combustibles usados en cada una de ellas.

Tabla 7. Combustibles trabajados con cada relación de compresión.

Rc	Combustibles
7,5:1	Gasolina corriente
9:1	Gasolina corriente, gasolina extra
10:1	Gasolina corriente, gasolina extra
11:1	Gasolina corriente, gasolina extra, etanol
12:1	Gasolina extra, etanol
13:1	Gasolina extra, etanol
14:1	Etanol
15:1	Etanol

El anexo 6.7 muestra las instrucciones para operar el motor del banco de pruebas y para variar la relación de compresión.

3.1.2. Procesamiento de datos. La adquisición de las señales se realizó por medio de un programa el cual fue ejecutado en el software LabView.

Para calcular la velocidad o régimen de giro del motor, se realizó la relación entre la frecuencia de muestreo del sensor de posición angular y el número de datos adquiridos en una vuelta completa.

La fuerza registrada por la celda de carga se utilizó para el cálculo del par entregado por el motor aplicando la ecuación (37). Luego, la potencia usando la ecuación (31) con el par y velocidad angular calculada.

El consumo específico de combustible se obtuvo mediante la relación entre el tiempo que demoraba el motor en consumir aproximadamente cinco (5) mililitros para gasolina corriente y extra, y diez (10) mililitros para etanol, medidos con el buretrol, luego se realizó el producto con la densidad de los combustibles para calcular la masa combustible consumida por unidad de tiempo, y por último se realizó la relación entre el flujo másico de combustible y la potencia, obteniendo así el valor de la masa de combustible consumida por unidad de energía desarrollada.

3.2 RESULTADOS

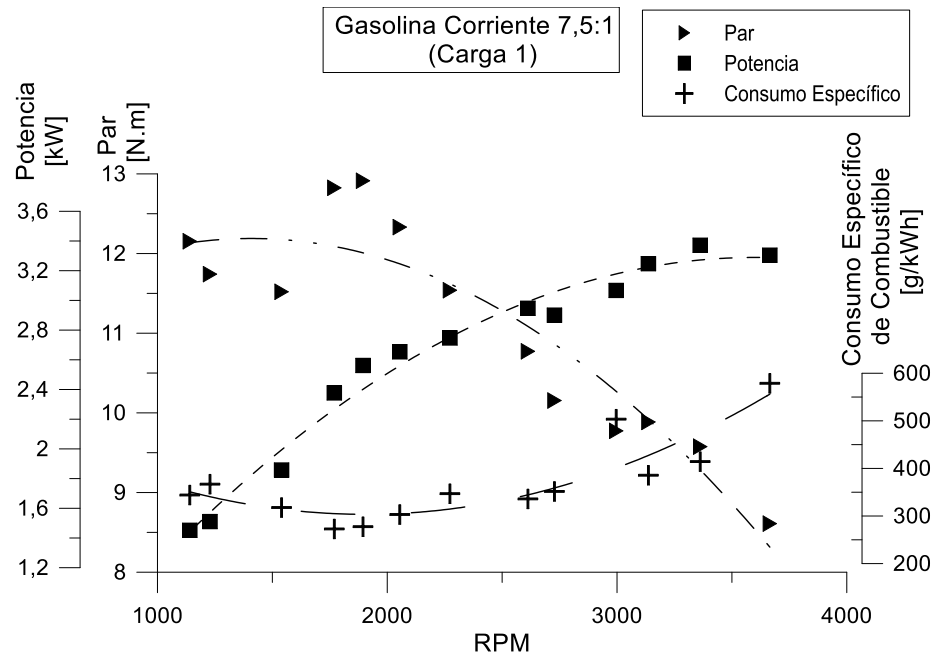
Las mediciones y los datos fueron procesados y luego graficados, obteniendo curvas de operación del motor tales como par, potencia y consumo específico de combustible, para cada uno de los combustibles con cuatro niveles de carga diferentes, todas estas variables respecto a la velocidad angular del cigüeñal.

3.2.1 Gasolina Corriente. La Figura 40 muestra las curvas de operación del motor del banco de pruebas con diferentes relaciones de compresión, al operar con gasolina corriente, y con el primer nivel de carga. Se observa que el par presenta un comportamiento descendiente a partir de las 1900 RPM aproximadamente, régimen de giro en el cual se presenta el máximo valor; el par torsor mínimo entregado por el motor se presenta con la máxima velocidad de giro probada. El valor de par máximo medido fue aproximadamente 13 N.m con relación de compresión 7,5:1 (a). Es apreciable que el par máximo desciende con los incrementos de relación de compresión.

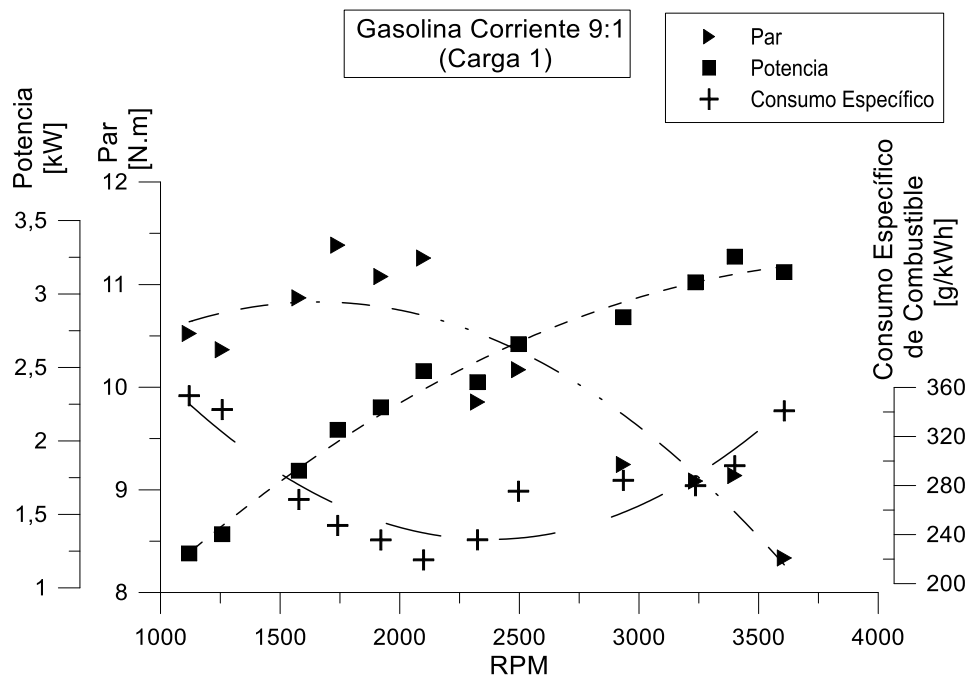
Se observa que el valor de la potencia aumenta cuando se incrementa la velocidad de giro del motor hasta aproximadamente las 3300 RPM para la relación de compresión 7,5:1 (a) y 3500 RPM para las restantes, luego tiende a descender. Al igual que el par torsor, la potencia máxima cuyo valor es aproximadamente 3,3 kW se registró con la menor relación de compresión.

En cuanto al consumo específico de combustible, se observa su mínimo valor entre las 2000 y 2500 RPM para cada una de las relaciones de compresión trabajadas, siendo 9:1 (b) la relación con la cual fue medido el consumo más bajo (240 g/kWh aproximadamente) y los de mayor valor se registraron con 7,5:1 (a) y 11:1 (d) donde el motor consumió 500 g/kWh aproximadamente.

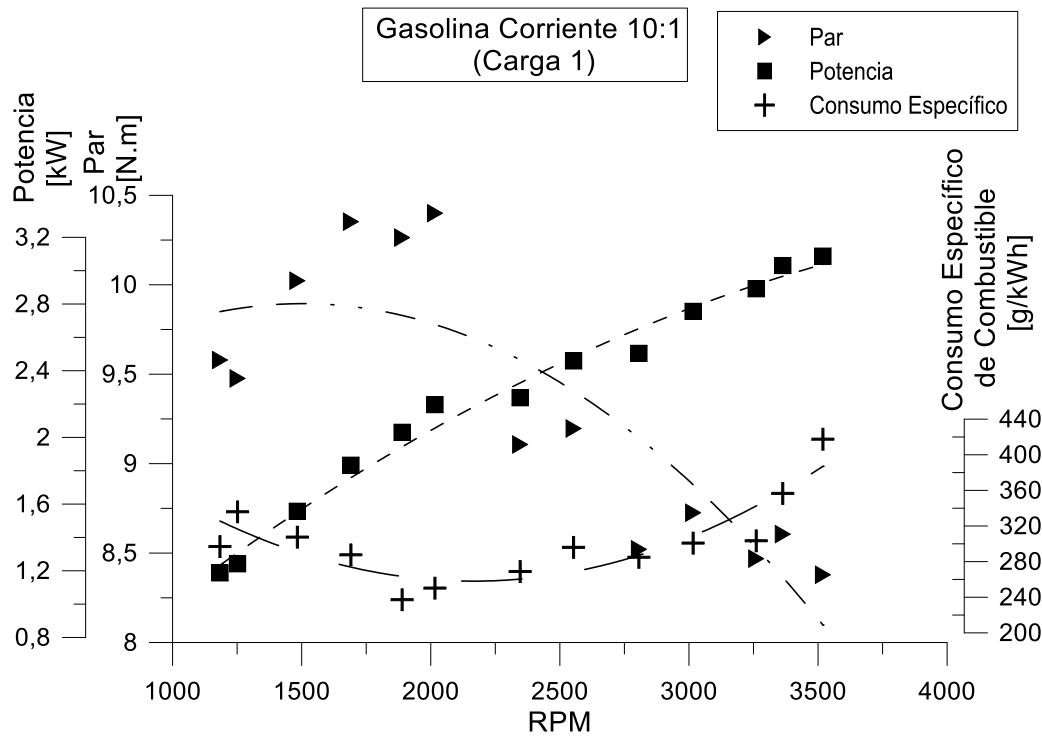
Figura 40. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 1 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).



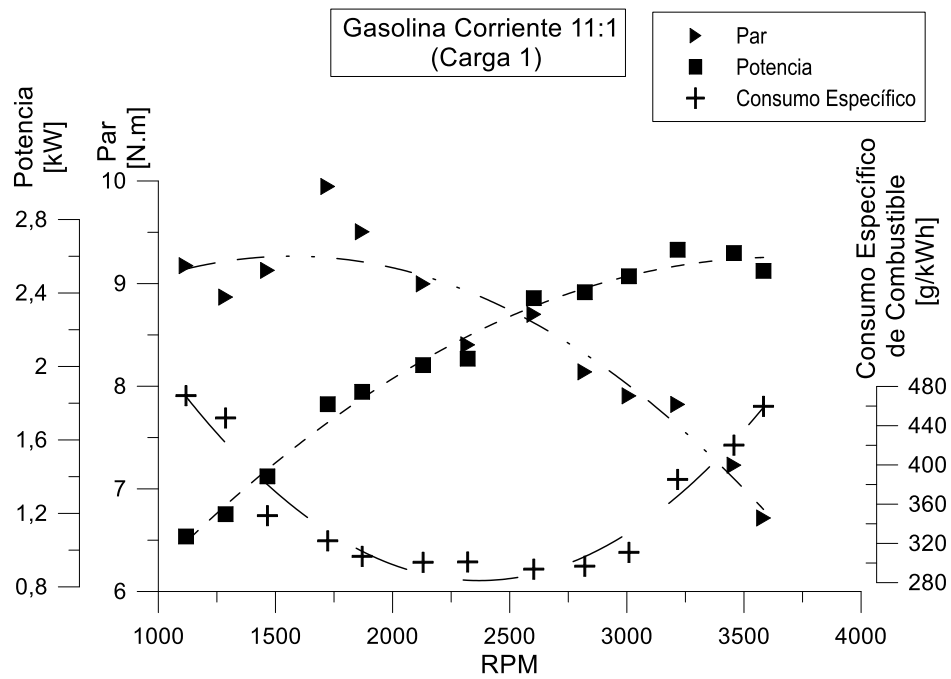
(a)



(b)



(c)

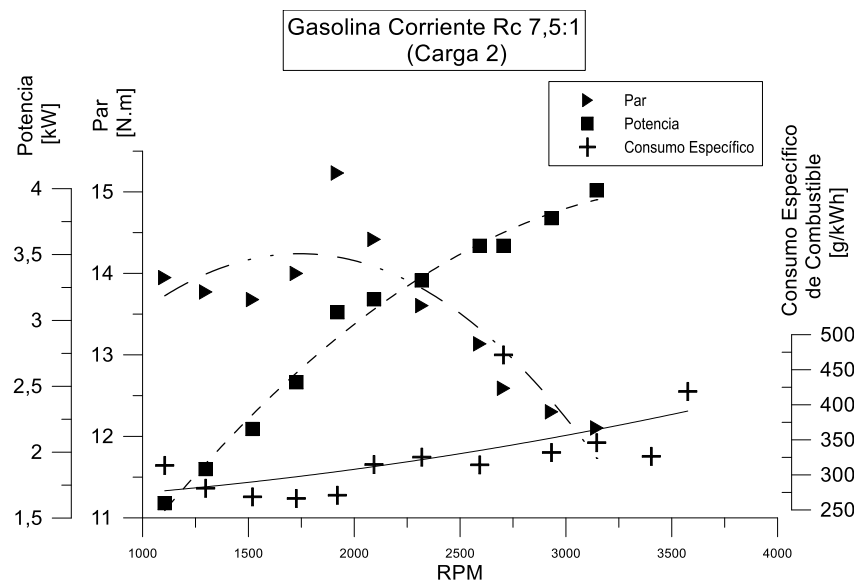


(d)

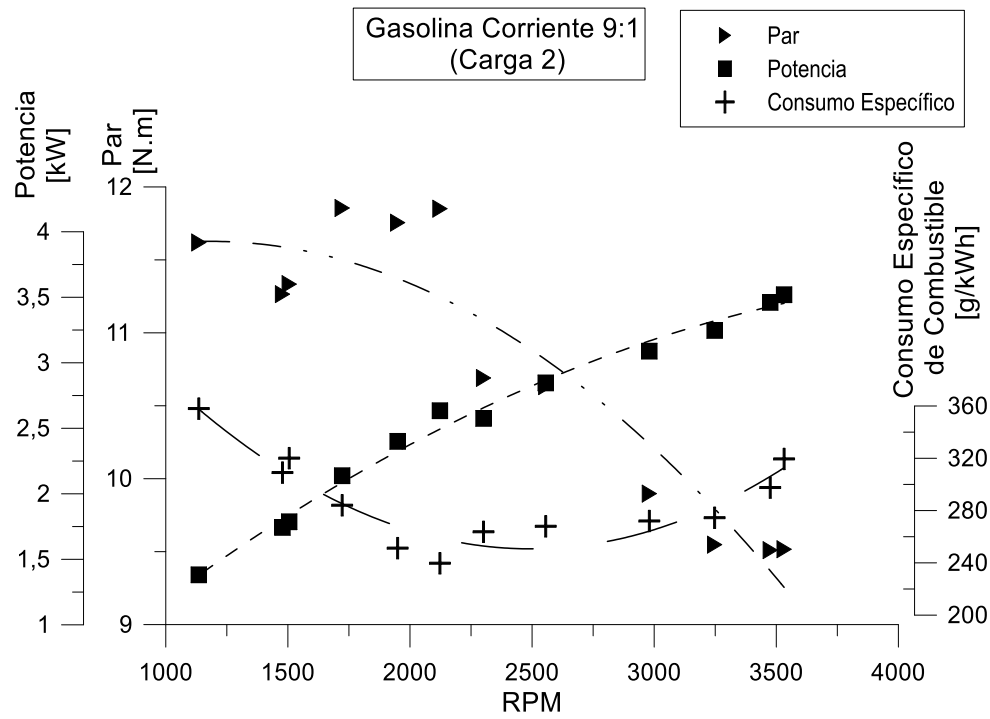
La Figura 41 muestra las curvas características del motor operando con el segundo nivel de carga, se aprecia que los gráficos realizados presentan un comportamiento similar a los obtenidos en la Figura 40. El mayor par medido es 15,3 N.m, con un régimen cercano a 1700 RPM y la potencia máxima 4kW con una velocidad de giro cercana a las 3600 RPM, y se presentan con relación de compresión 7,5:1 (a), mientras que 11:1(d) presenta los valores más bajos de momento torsor y potencia.

Se observa que las curvas que presentan el menor consumo específico de combustible se obtuvieron al operar el motor con relaciones de compresión de 9:1 (b) y 10:1 (c), cuyo valor fue aproximadamente 240 g/kWh, con regímenes cercanos a las 2100 RPM y 2400 RPM respectivamente, y la curva con mayor consumo de combustible se presenta usando la relación de compresión 11:1 (d), consumiendo hasta 480 g/kWh.

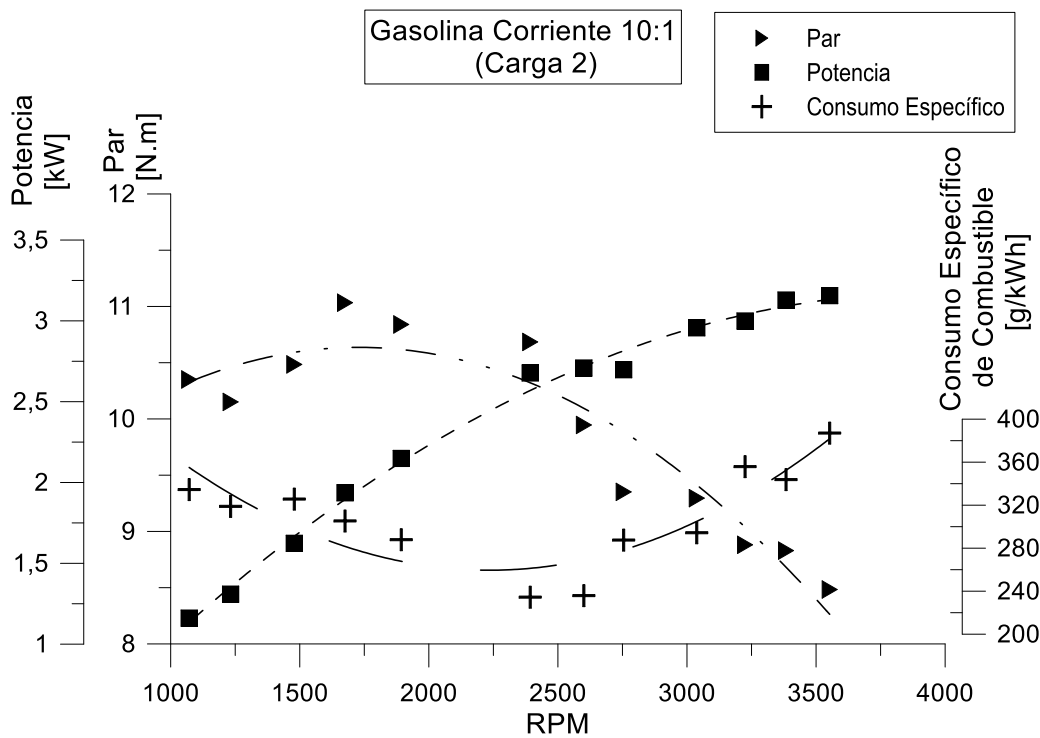
Figura 41. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 2 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).



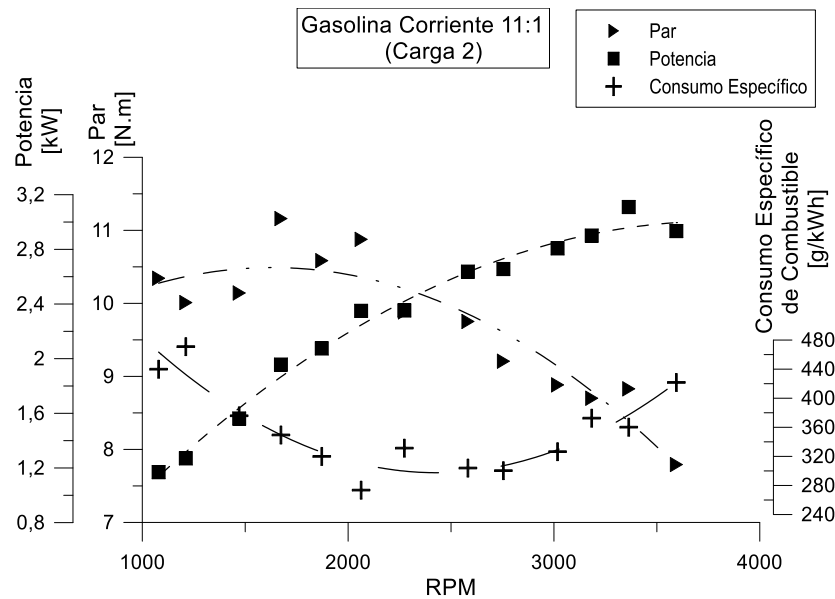
(a)



(b)



(c)



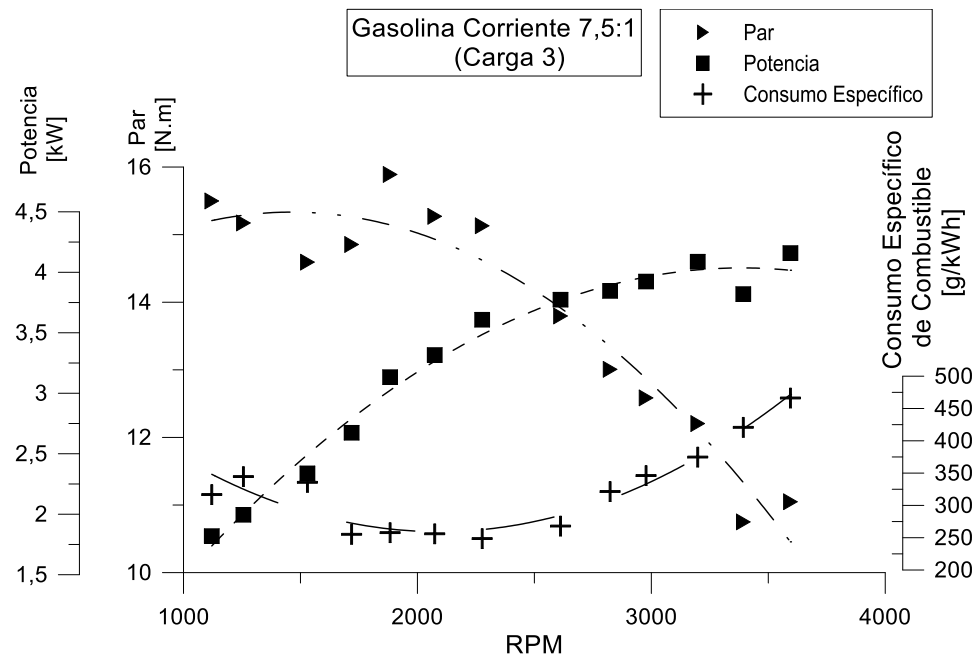
(d)

En la Figura 42 se observan las características del motor del banco de pruebas al operar con gasolina corriente en el tercer nivel de carga aplicado. Se muestra que con esta carga al igual que las dos anteriores, el máximo valor de par obtenido se presenta con una relación de compresión de 7:1 (a) cuyo valor es aproximadamente 16 N.m en un régimen cercano a las 1700 RPM; y las relaciones 10:1 (c), y 11:1 (d) presentan los valores más bajos de momento torsor.

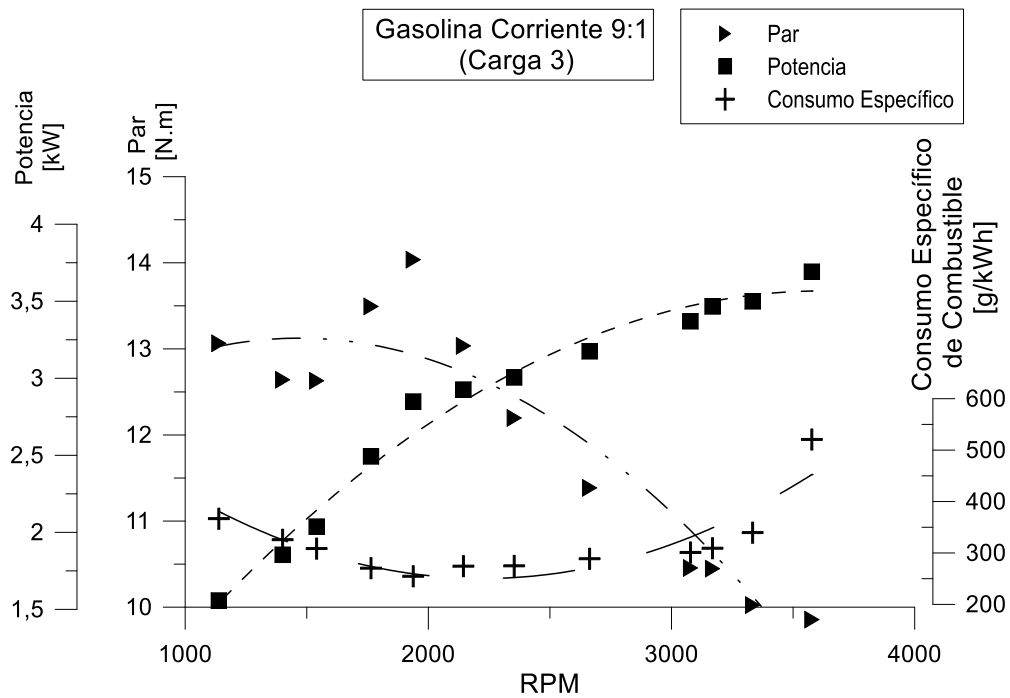
Se observa que el valor de potencia máxima entregada por el motor es 4,1 kW a 3600 RPM aproximadamente y relación de compresión 7,5:1 (a), mientras las otras curvas de potencia presentan como máximo valor 3,5 kW aproximadamente. La relación de compresión 11:1 (d) permite apreciar el mínimo valor de potencia entregada por el motor.

Se aprecia que el mayor consumo específico de combustible fue medido al trabajar con relación de compresión 7,5:1 (a) cuyo valor es aproximadamente de 470 g/kWh a 3600 RPM. La curva de consumo con la relación 10:1 (c) presenta el mínimo valor (225 g/kWh) a 1800 RPM aproximadamente, seguido por 9:1 (b) con un valor de 250 g/kWh a 1900 RPM.

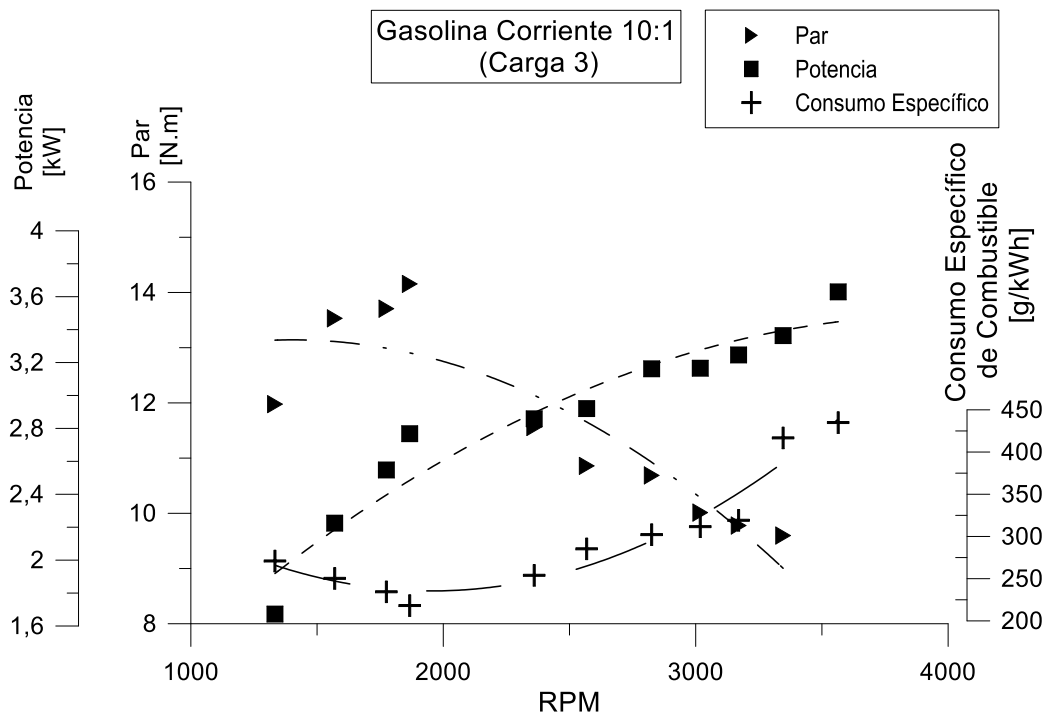
Figura 42. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 3 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).



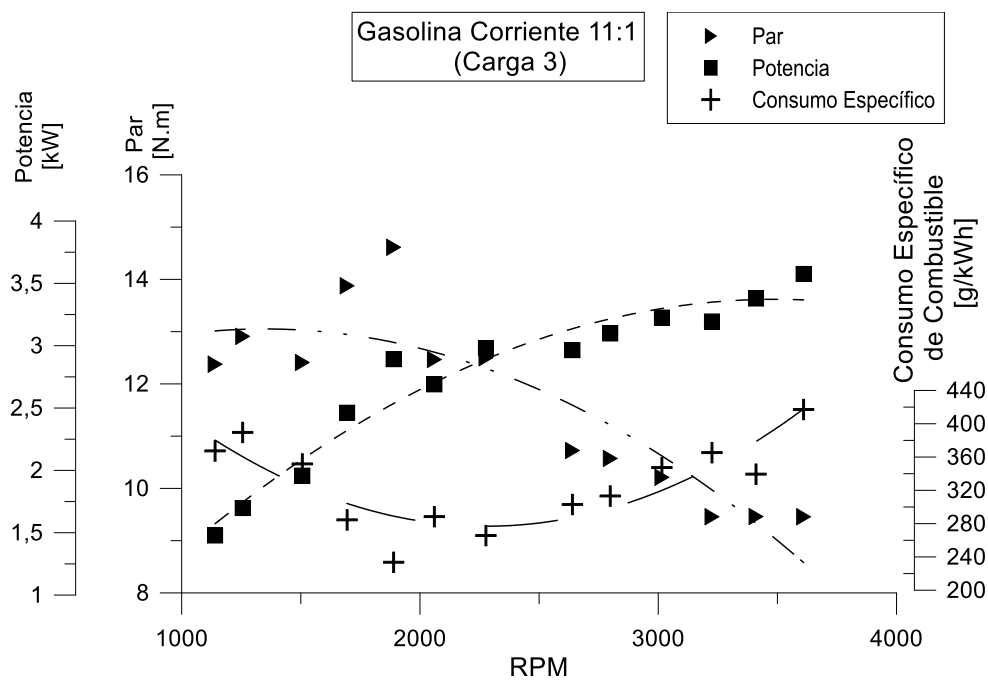
(a)



(b)



(c)

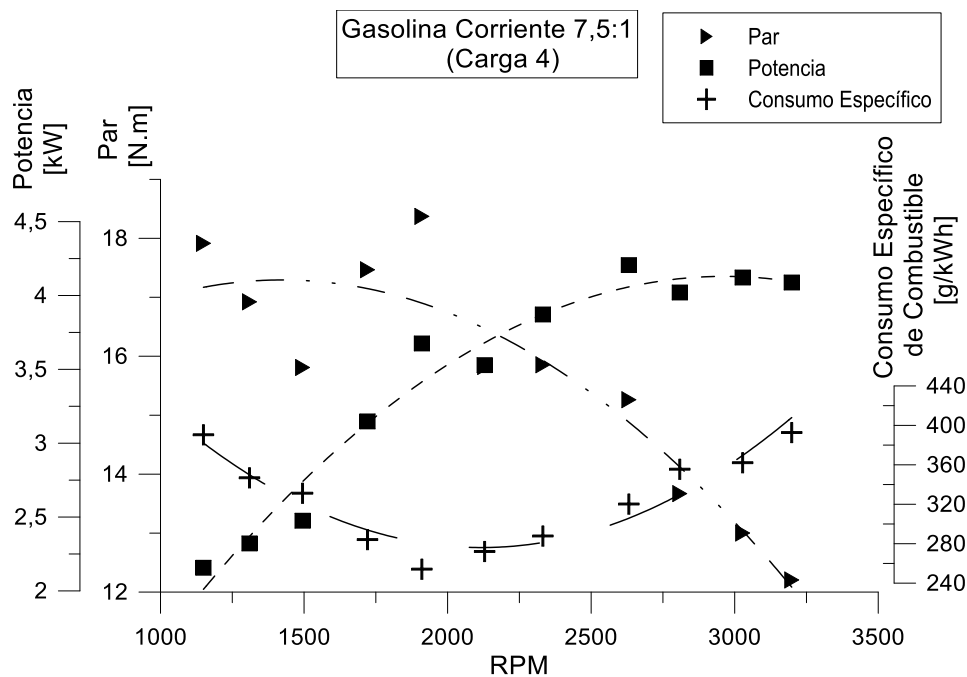


(d)

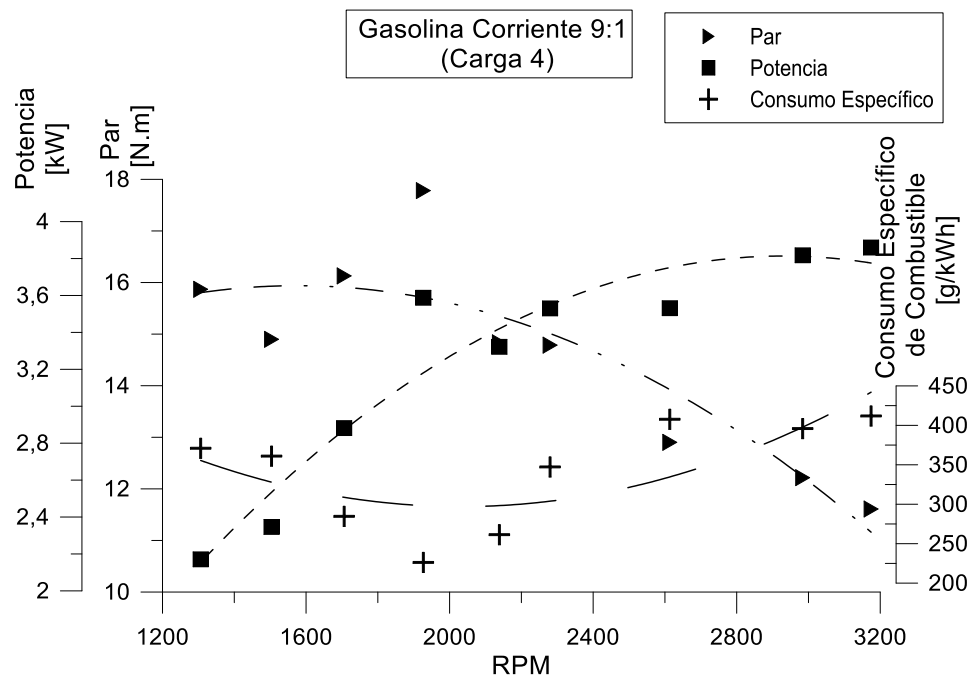
La Figura 43 muestra que el máximo par obtenido con el cuarto nivel de carga aplicada, al igual que con las tres anteriores, se presenta con la relación de compresión 7,5:1 (a) cuyo valor es cercano a 18,5 N.m a 1900 RPM, mientras que la curva que presenta los menores valores es la obtenida con relación de compresión 11:1 (d). La potencia máxima se obtiene también con 7,5:1 (a) su valor es cercano a 4,2 kW a 2600 RPM, y la mínima potencia obtenida en todos los gráficos se encuentra entre las 1200 RPM y 1500 RPM.

El menor consumo específico de combustible para la cuarta carga aplicada se presenta entre las 2000 y 2500 RPM para todas las relaciones de compresión trabajadas, y su valor mínimo (225 g/kWh aproximadamente) se obtiene al operar el motor con 9:1.

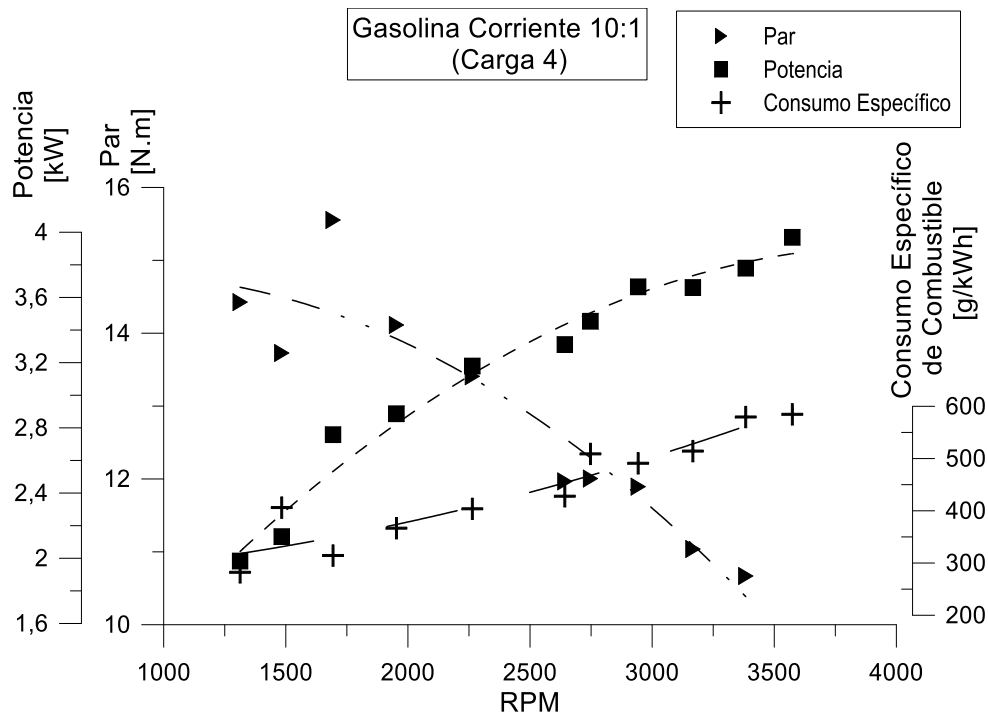
Figura 43. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina corriente operando en carga 4 a relaciones de compresión de: 7,5:1 (a), 9:1 (b), 10:1 (c) y 11:1 (d).



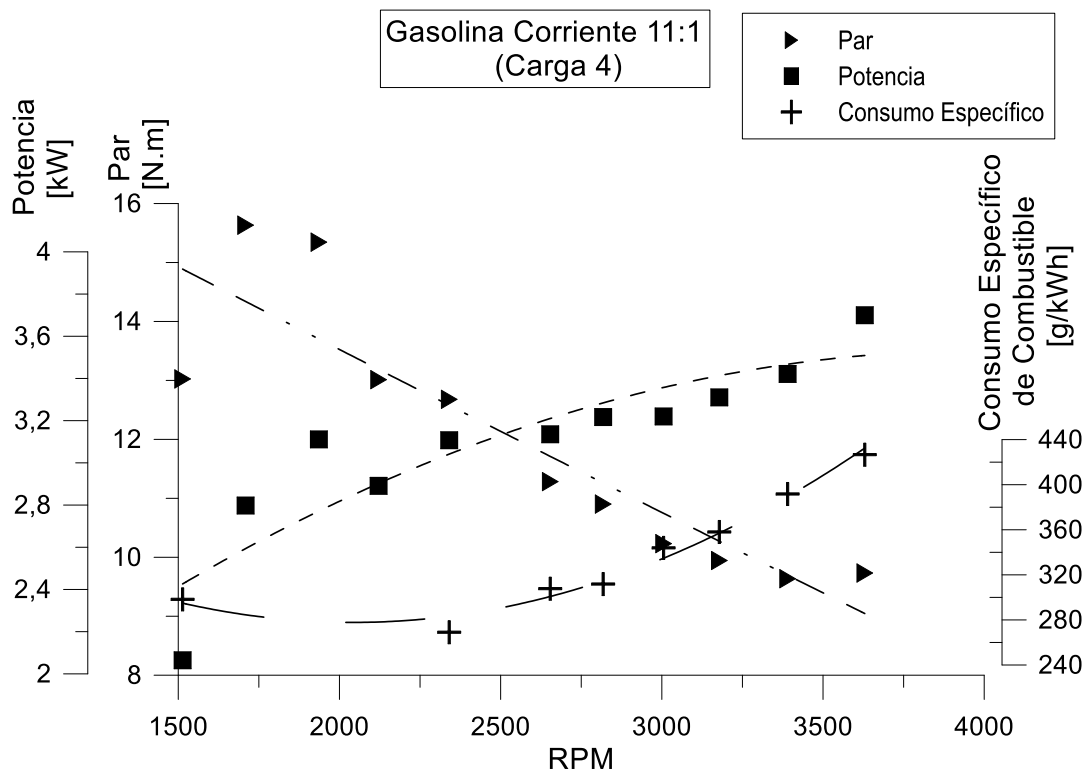
(a)



(b)



(c)



(d)

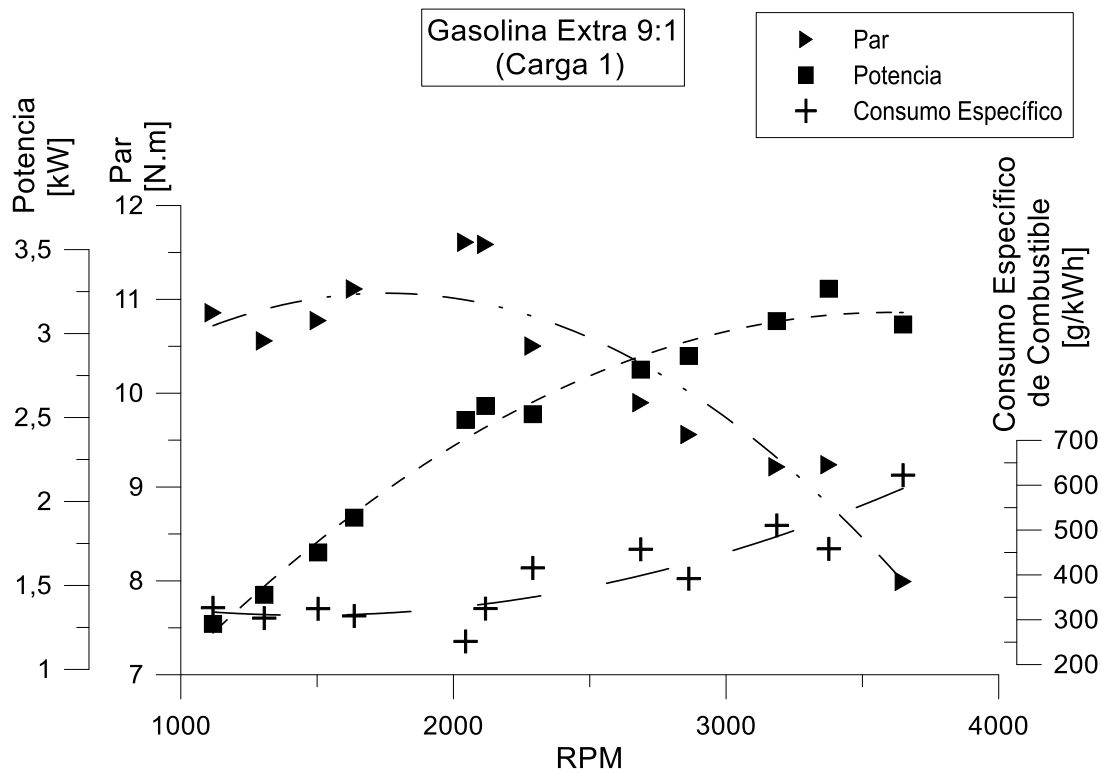
En general, se observa que al aumentar el nivel de carga aplicado al motor, la potencia y el par se ven incrementados, obteniendo mayores valores cuando se opera con relación de compresión 7,5:1. El consumo específico de combustible disminuye con el incremento de carga, pero al aplicar el cuarto nivel, el consumo específico de combustible se incrementa, excepto para la relación de compresión 11:1 en la cual el consumo sigue disminuyendo. El gasto de combustible mínimo se obtuvo con relación de compresión 9:1.

3.2.2 Gasolina Extra. Las curvas de par, potencia y consumo específico de combustible del motor trabajando con gasolina extra y bajo el primer nivel de carga al que se sometió, se muestran en la Figura 44, para cada una de las relaciones de compresión con las que operó (9:1, 10:1, 11:1, 12:1 y 13:1). Se observa que los mayores valores de momento torsor alcanzados de cada relación de compresión se encuentran entre 1500 y 2000 RPM, y el máximo par medido (12,5 N.m), se presenta con relación de compresión 10:1 (b) y el mínimo con 12:1 (d). Al igual que lo obtenido operando el motor con gasolina corriente, el momento torsor de menor valor fue medido con la velocidad máxima con cada una de las relaciones de compresión probadas.

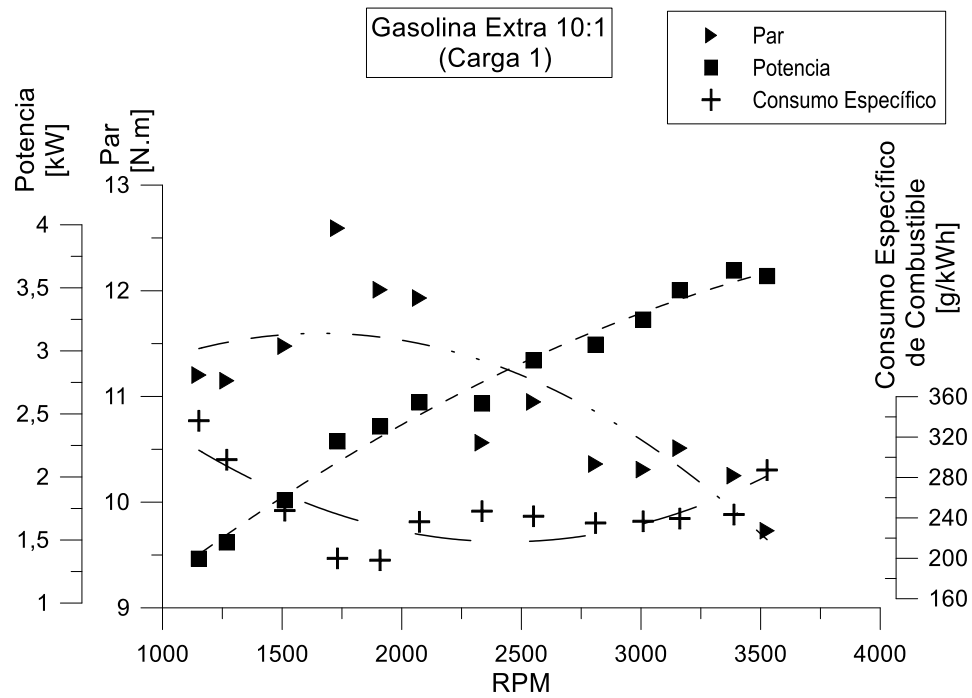
La potencia alcanza su valor máximo, al igual que en el par, al operar con relación de compresión 10:1 (b), el cual es cercano a 3,6 kW. Se muestra un comportamiento ascendente de las curvas al aumentar la velocidad de giro hasta las 3400 RPM aproximadamente, luego tiende a descender. El mínimo valor de potencia se presentó con relación de compresión 12:1 (d).

Se observa que el mínimo valor de consumo específico de combustible se alcanza con relación de compresión 10:1 (b), siendo aproximadamente de 200 g/kWh y el máximo valor (625 g/kWh aproximadamente) con 9:1 (e) en un régimen de giro cercano a las 3600 RPM, en general, todas las curvas presentan el menor gasto másico de combustible al operar entre las 1700 y 2200 RPM.

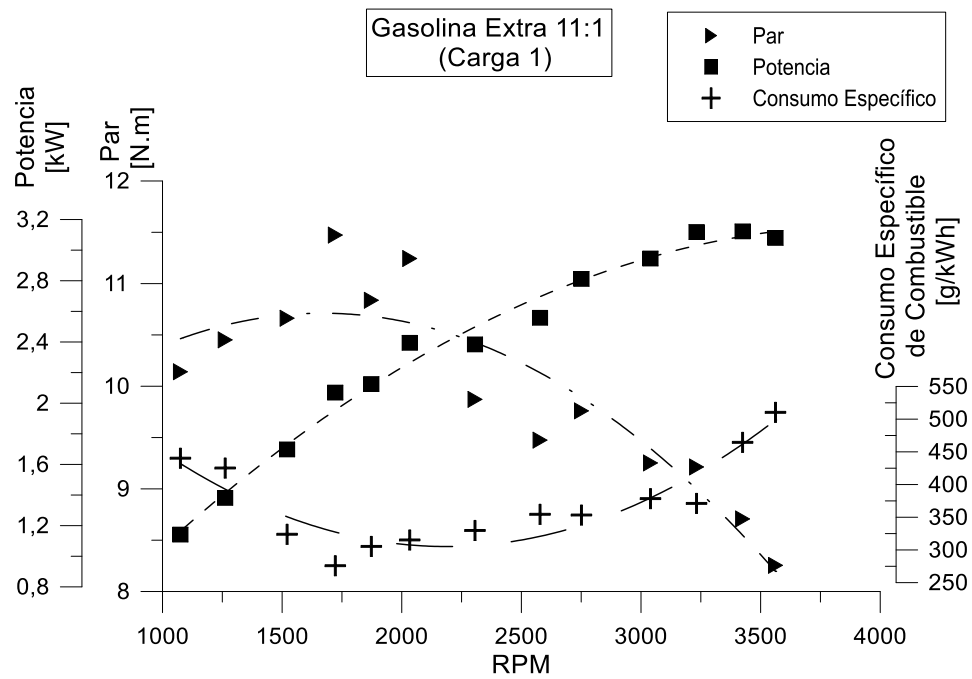
Figura 44. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 1 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).



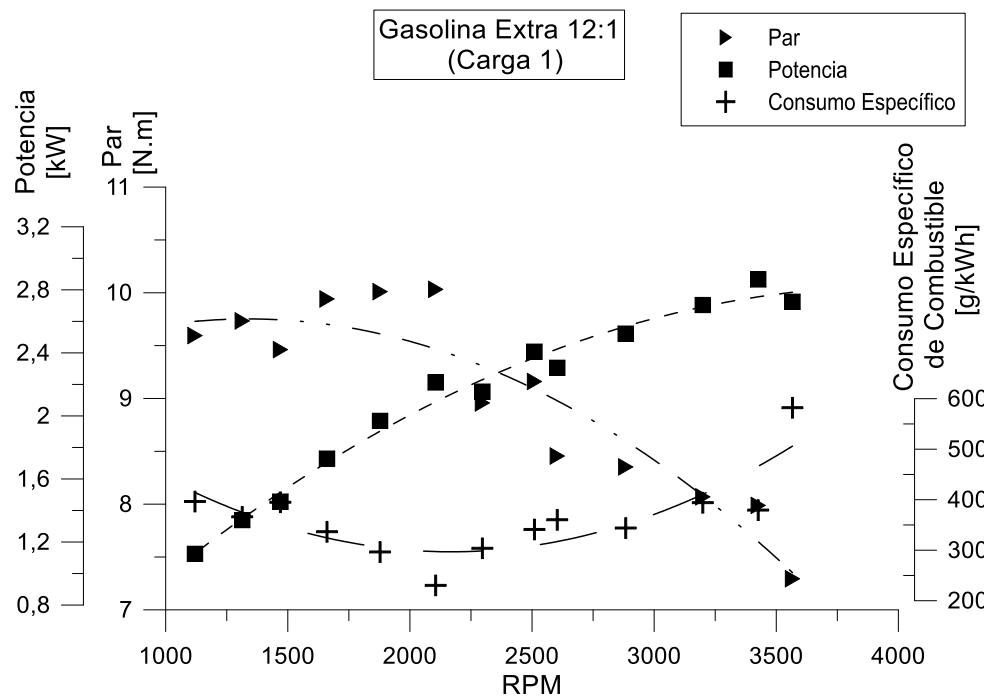
(a)



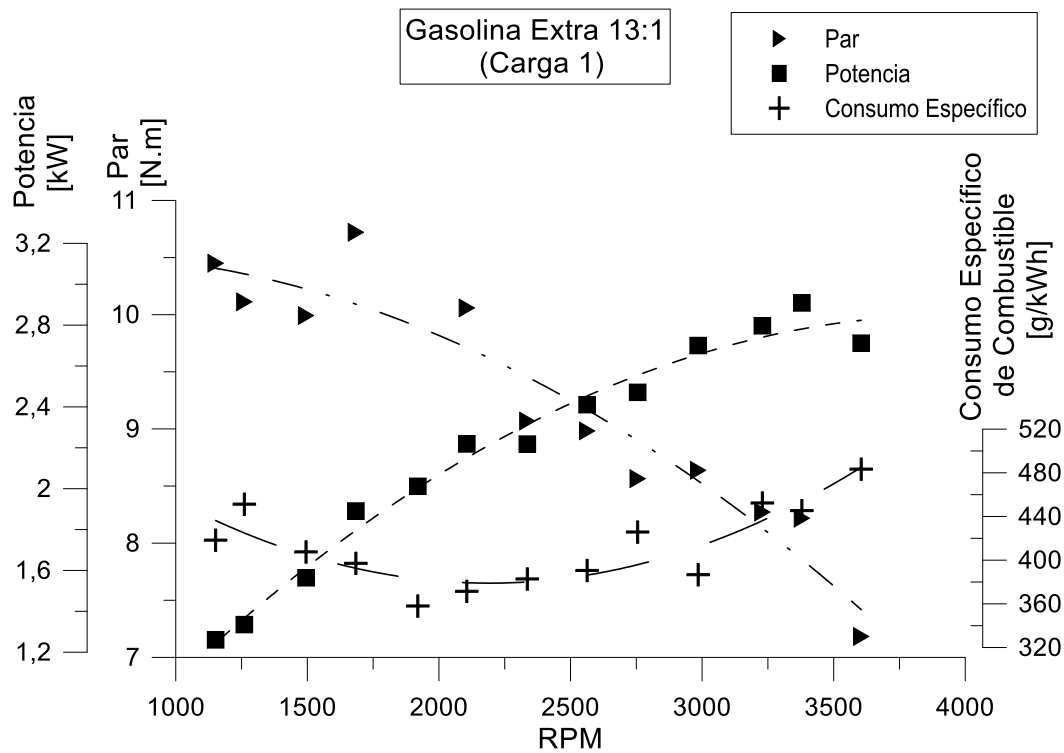
(b)



(c)



(d)



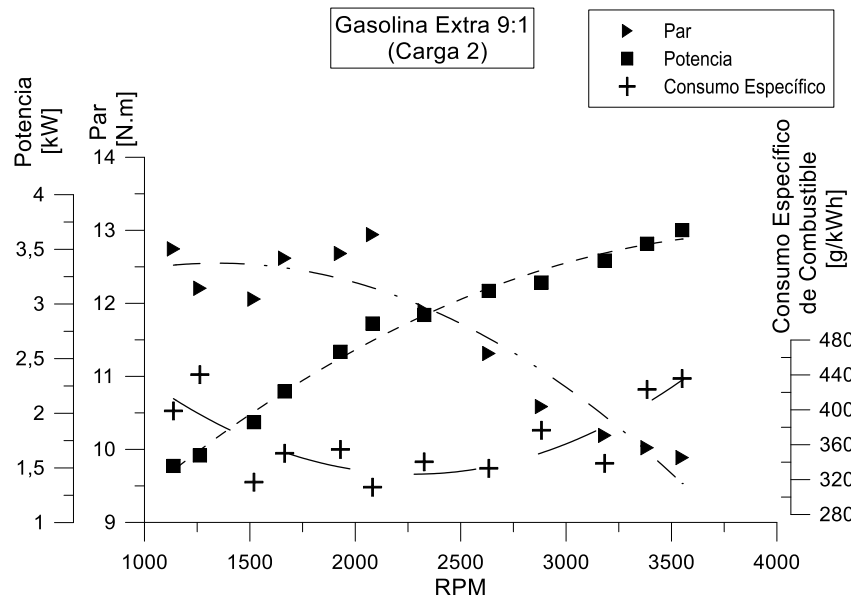
(e)

La Figura 45 muestra las características externas del motor al trabajar con gasolina extra con el segundo nivel de carga aplicado variando la relación de compresión. Se observa que al aumentar la carga, tanto el par como la potencia obtenidos se incrementan, e igualmente se aprecia que al trabajar con este nivel de carga las relaciones de compresión 9:1 (a) y 10:1 (b) son las que presentan los máximos valores de par, entre 12,5 N.m y 13 N.m, y con 12:1 (d) se registran los momentos torsores de menor magnitud.

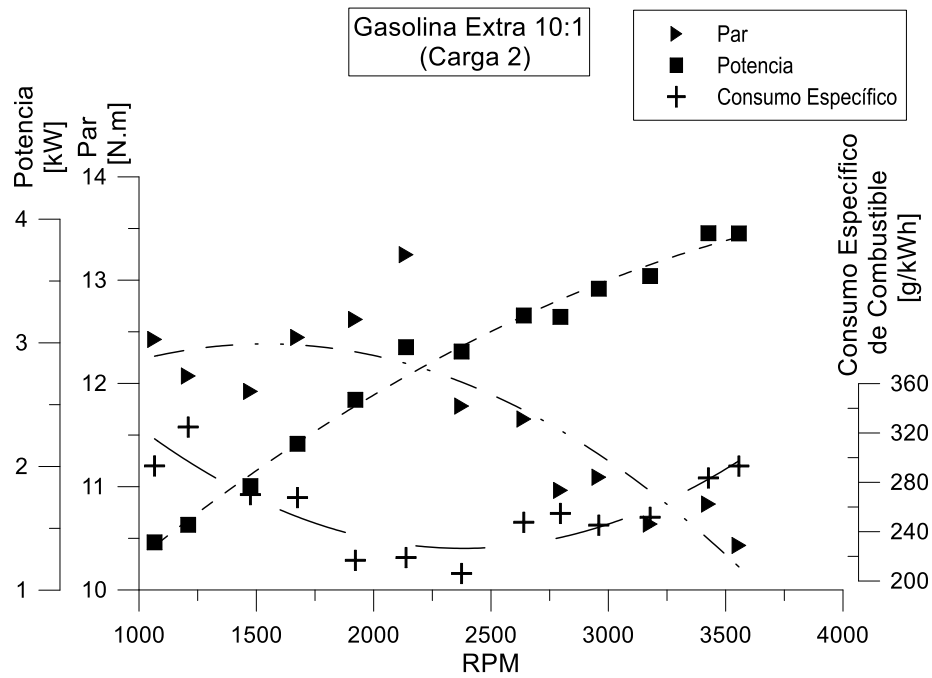
El valor de potencia máximo (aproximadamente 3,9 kW) se obtiene con relación de compresión 10:1 (b) en la mayor velocidad de giro probada (cerca de 3600 RPM), y el mínimo al trabajar con 12:1 (d). La tendencia de las curvas de potencia son similares a las obtenidas con la primera carga, pero el régimen de giro con el que se presenta la máxima potencia es superior.

Se observa que el menor consumo se midió al operar el motor del banco de pruebas con relación de compresión 10:1 (a), con un valor de 220 g/kWh aproximadamente, y una velocidad angular de 2400 RPM aproximadamente, y el máximo valor llega hasta los 525 g/kWh con relación de compresión 11:1 (c).

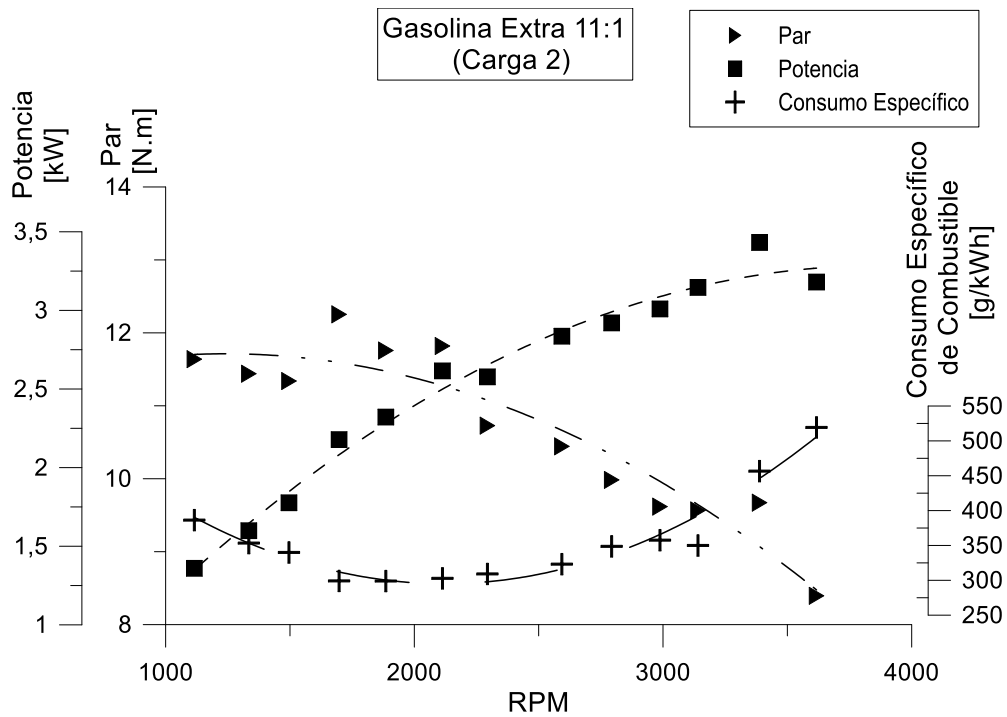
Figura 45. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 2 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).



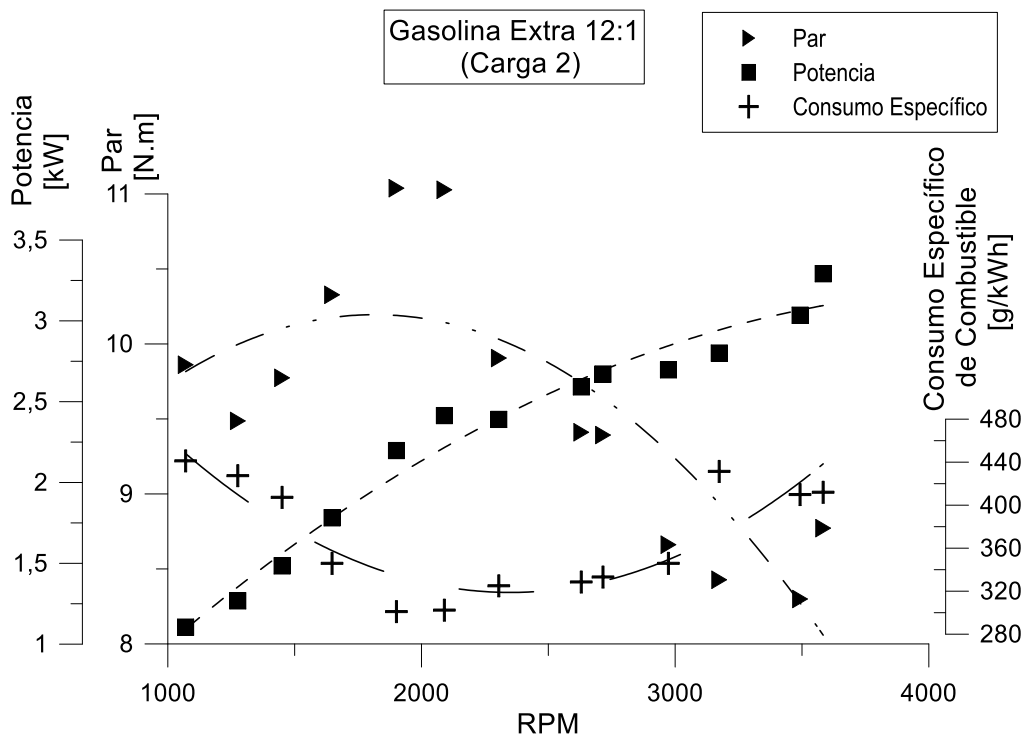
(a)



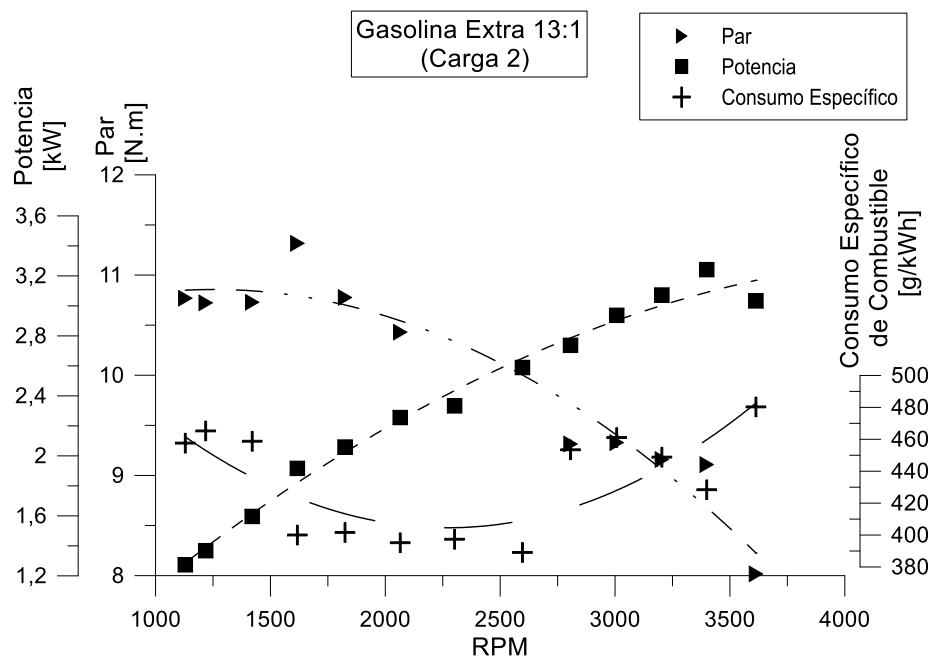
(b)



(c)



(d)

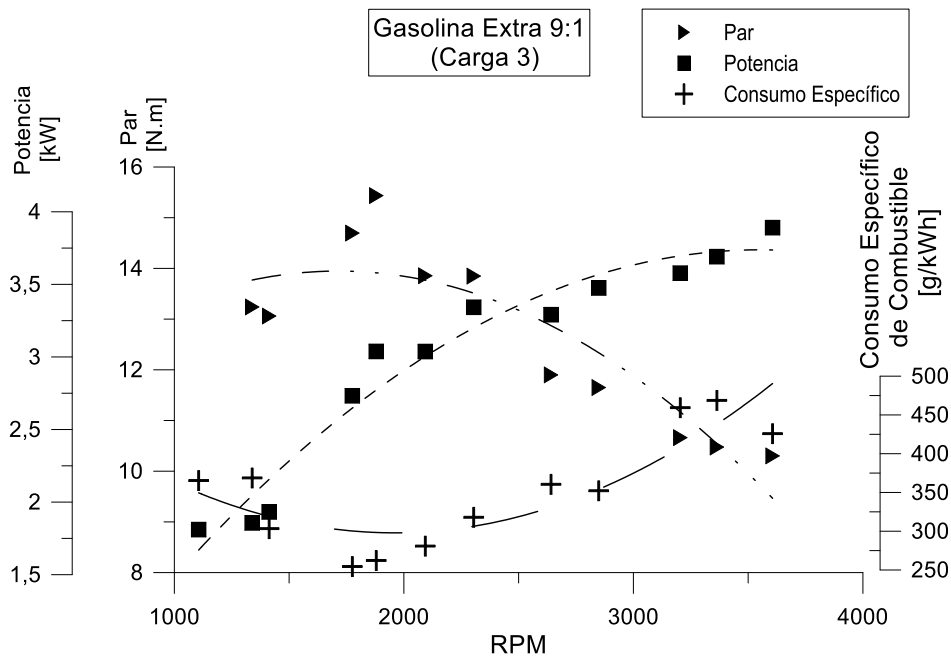


(e)

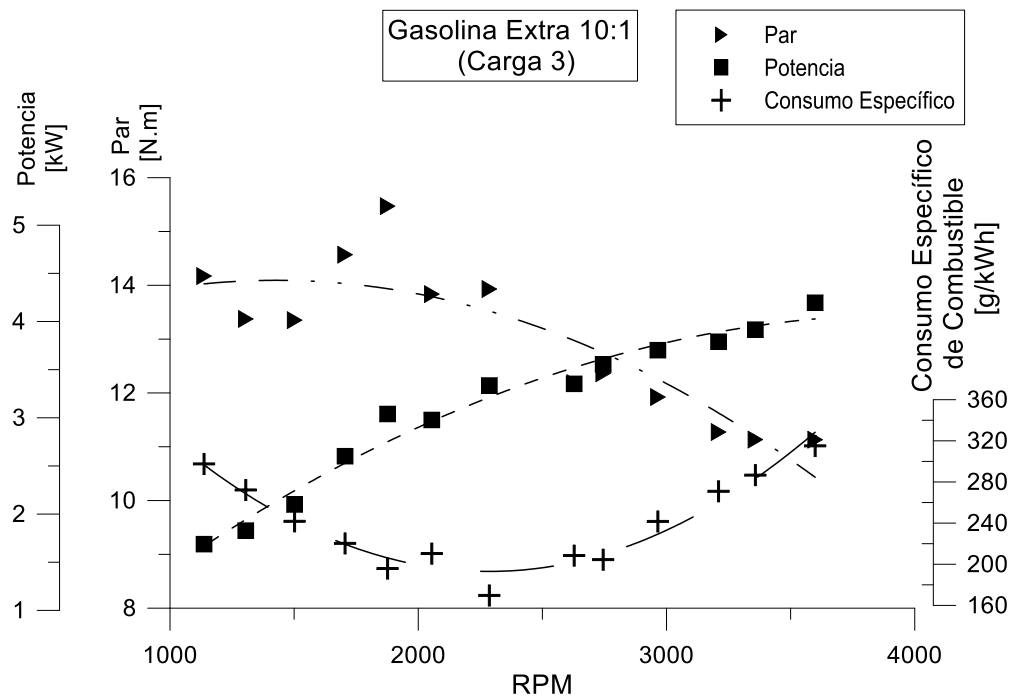
En la Figura 46 se observa las características del motor del banco de pruebas trabajando con gasolina extra al ser sometido al tercer nivel de carga con cada relación de compresión ensayada. Al igual que con las cargas anteriores, se percibe un incremento en el par y la potencia al elevar el nivel de carga. Se muestra que el par máximo se presenta con relaciones de compresión 9:1 y 10:1 con valores de 15,4 y 15,5 N.m respectivamente y un régimen de giro cercano a las 1800 RPM. La potencia máxima se registró con relación de compresión 10:1, cuyo valor es aproximadamente 4,2 kW a 3600 RPM; los valores mínimos de par y potencia fueron obtenidos operando con relación 13:1.

El consumo específico de combustible al operar el motor bajo el tercer nivel de carga, muestra sus valores mínimos al trabajar con relación de compresión 10;1(b) (160 g/kWh aproximadamente) a 2300 RPM, y los mayores valores de gasto másico de combustible se registraron con 13:1 (e), llegando a valores de hasta 550 g/kWh.

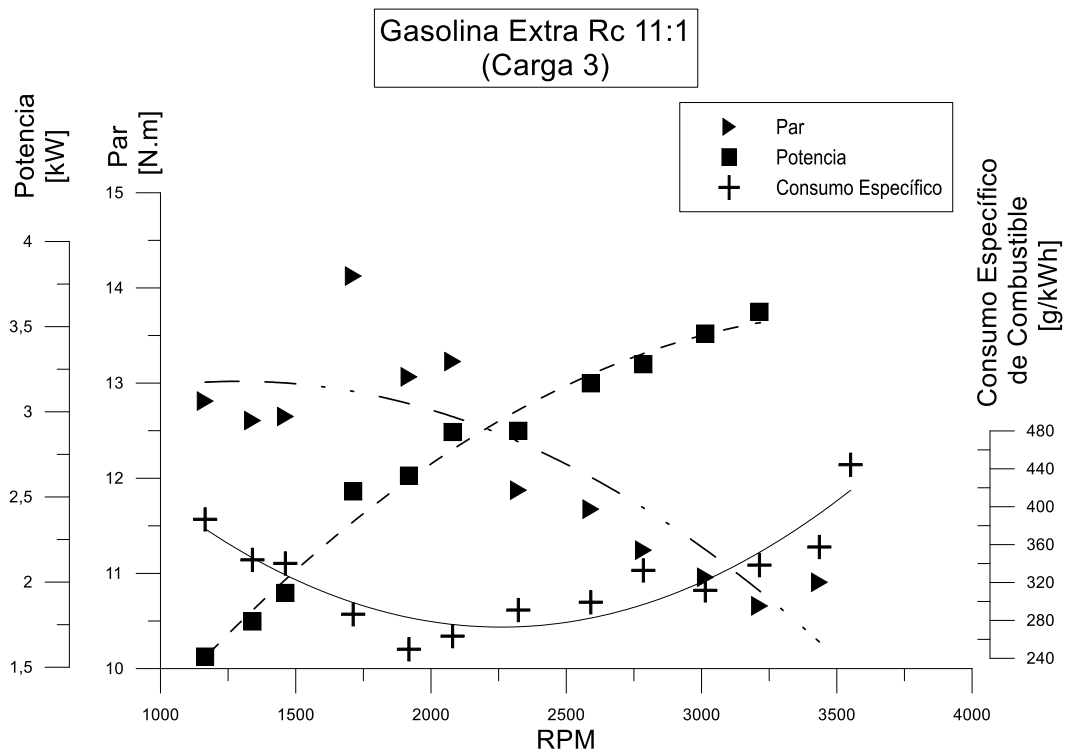
Figura 46. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 3 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).



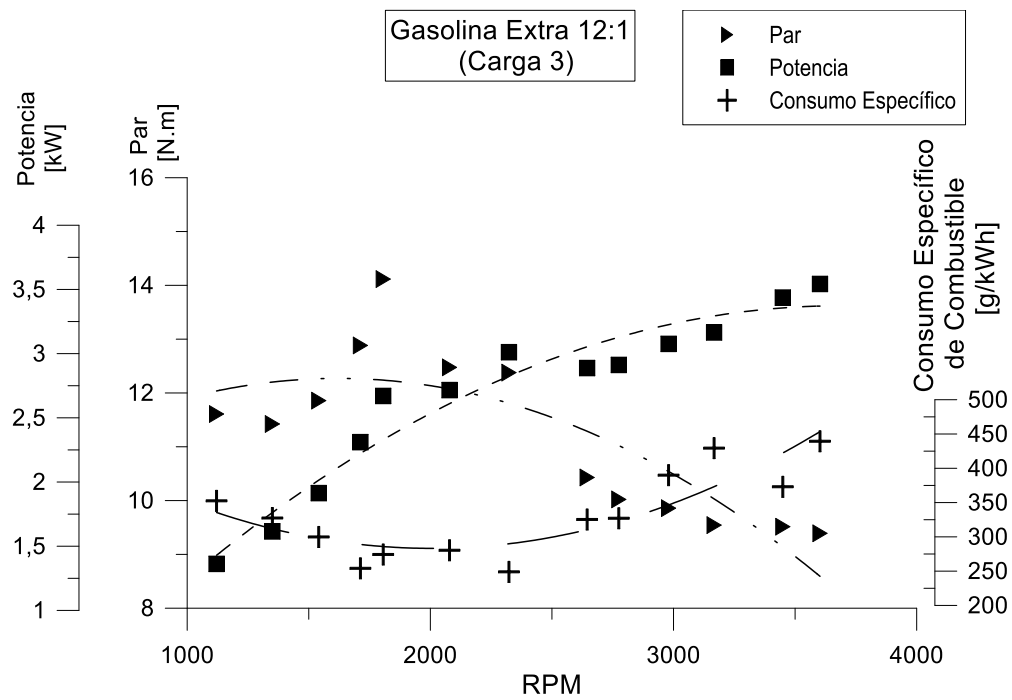
(a)



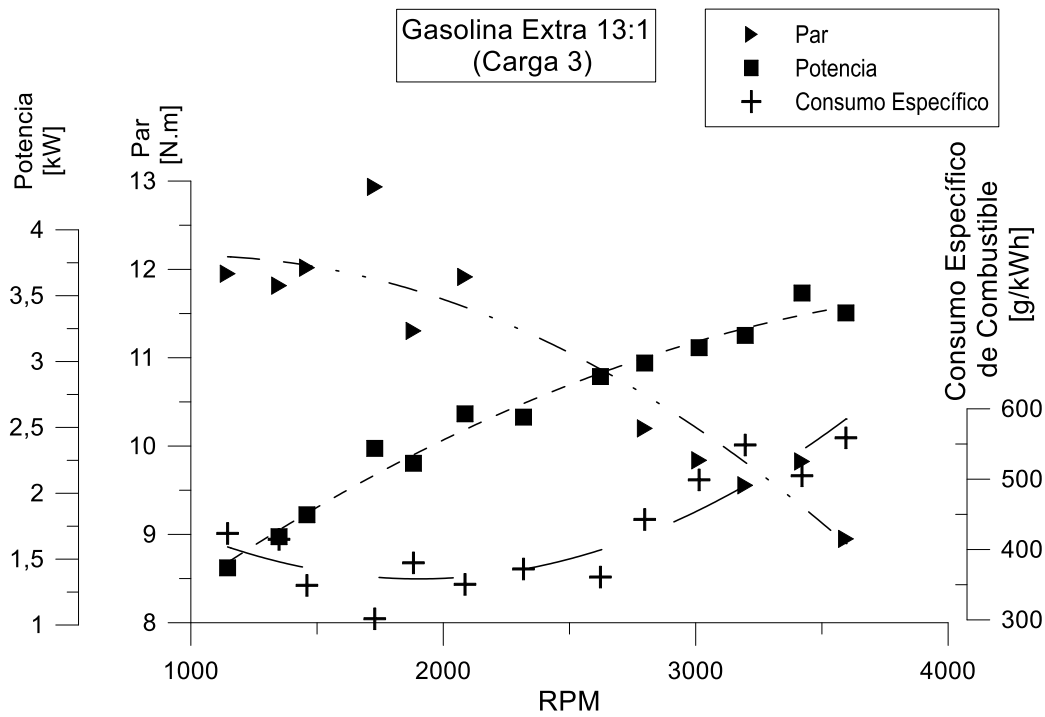
(b)



(c)



(d)

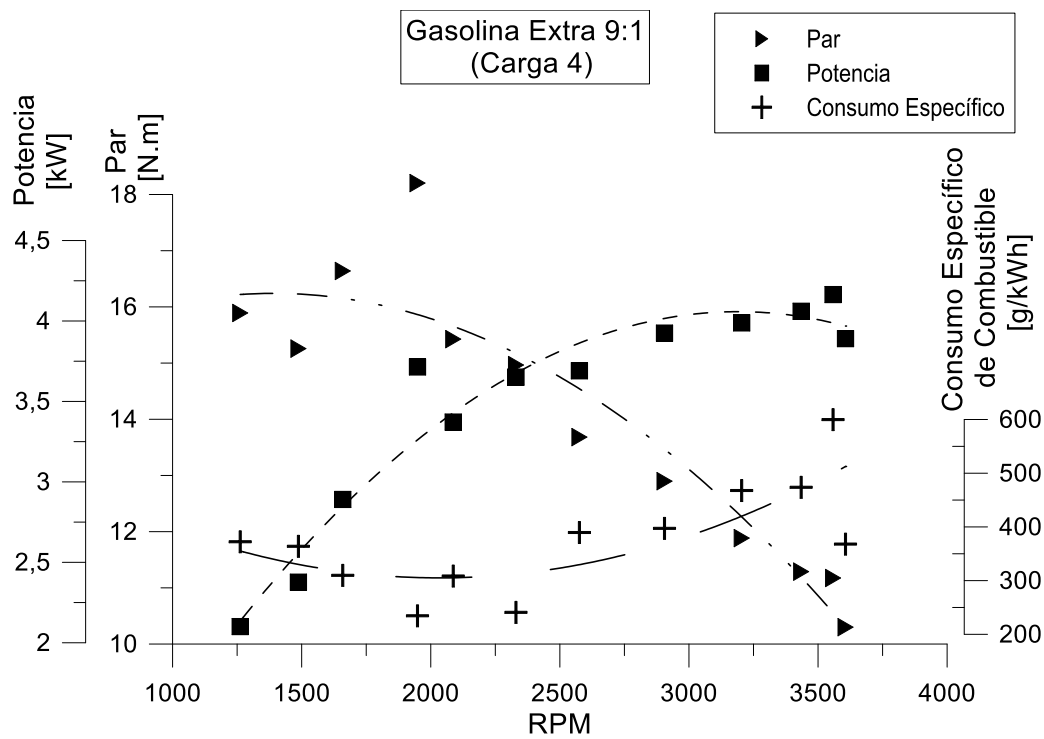


(e)

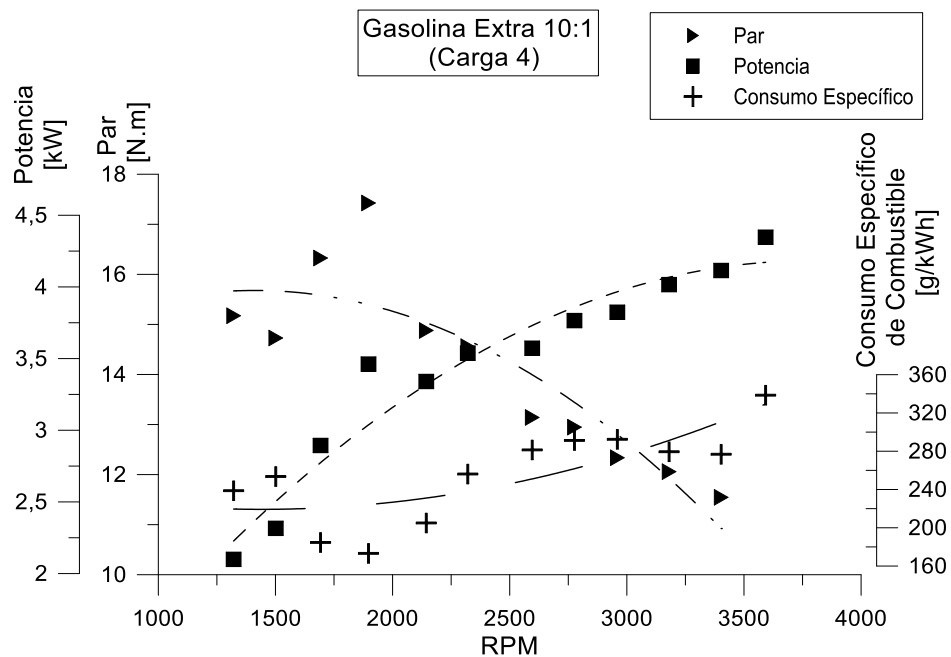
Las curvas de operación del motor cuando es alimentado con gasolina extra y se somete al cuarto nivel de carga probado son ilustradas en la Figura 47. Se aprecia que al operar con relación de compresión 9:1 (a) se obtuvo el momento torsor máximo con un valor de 18,2 N.m a 1900 RPM, la potencia máxima se registró con relación de compresión 10:1 (b), cuyo valor fue 4,3 kW a 3600 RPM, mientras los valores de potencia y par mínimos se presentan con 12:1 (d).

Se observa que el mínimo consumo específico de combustible se presenta con relación de compresión 10:1 (b) con un valor de 170 g/kWh a 1800 RPM aproximadamente; también se nota que el valor máximo del gasto másico de gasolina extra es de 670 g/kWh aproximadamente con relación 12:1 (d).

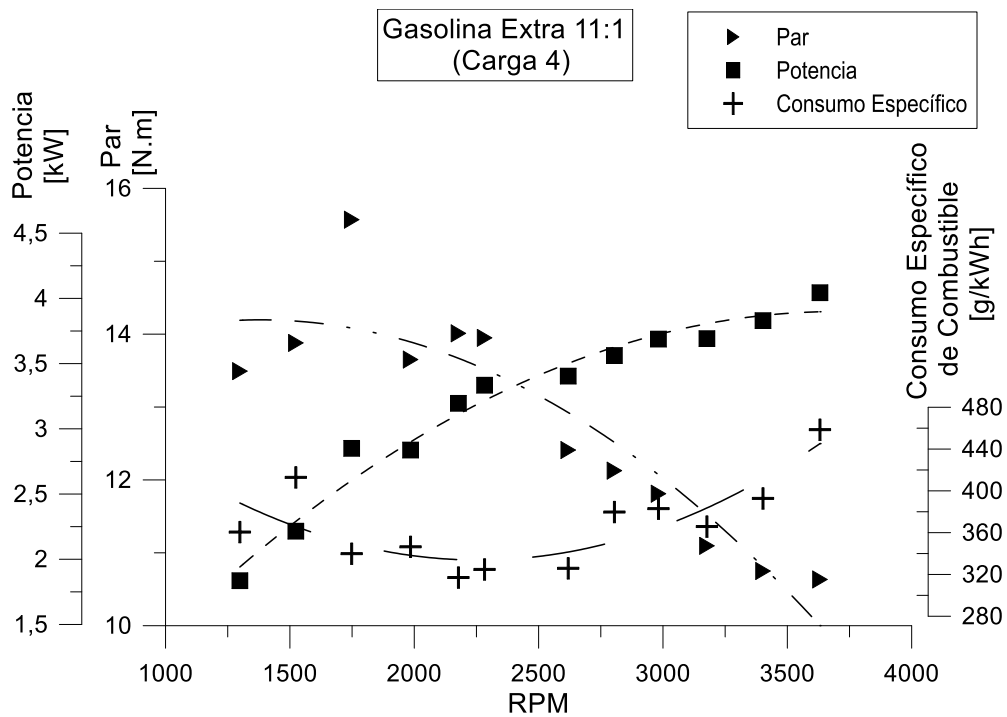
Figura 47. Par, potencia y consumo de combustible para gasolina extra operando en carga 4 a relaciones de compresión de: 9:1 (a), 10:1 (b), 11:1 (c), 12:1 (d) y 13:1 (e).



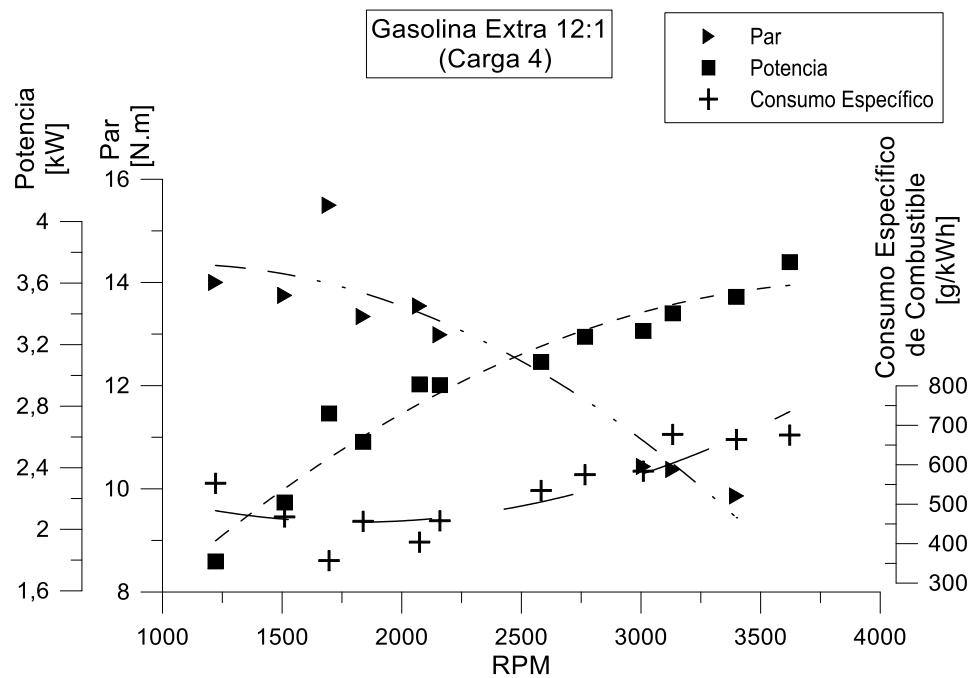
(a)



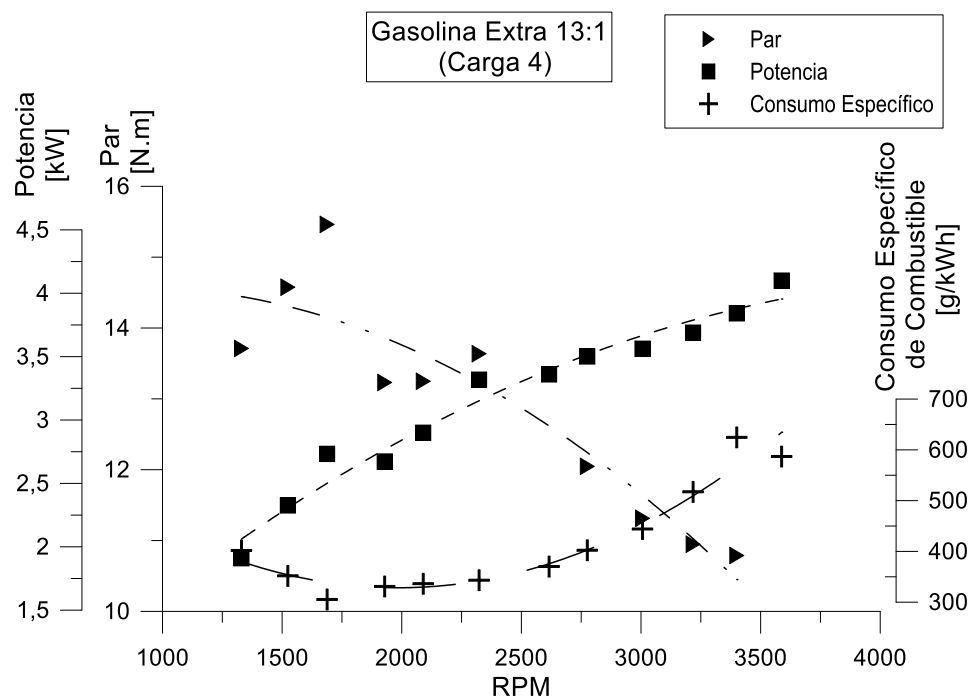
(b)



(c)



(d)



(e)

En general, se observa que al aumentar el nivel de carga aplicado al motor del banco de pruebas, la potencia y el par se ven incrementados, el valor del momento torsor máximo medido se obtuvo con relación de compresión 9:1 y el valor de potencia máxima con 10:1. El par se ve disminuido con el aumento de relación de compresión, y cuando ésta es mayor a 10:1 la potencia tiende a disminuir también.

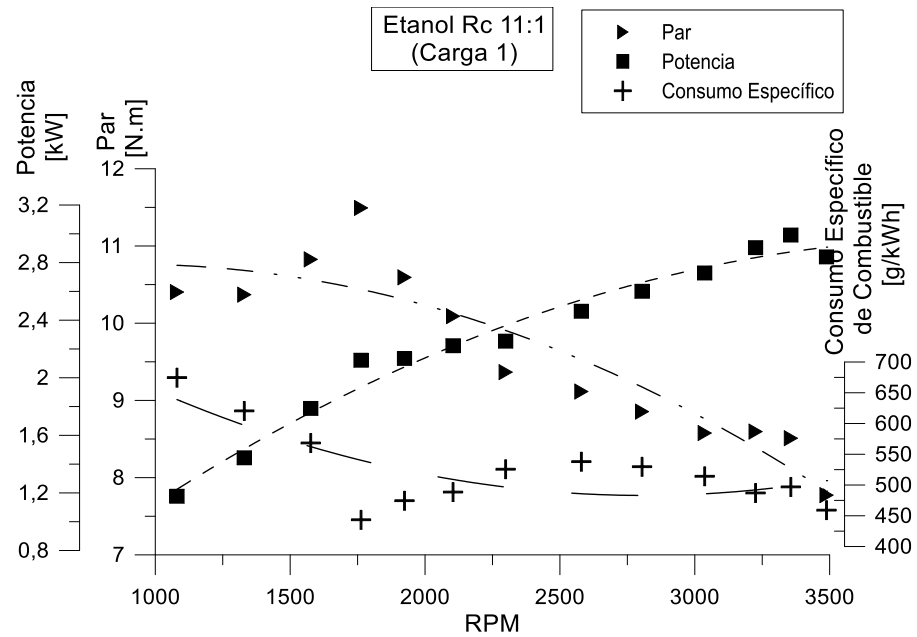
El consumo específico de combustible disminuye con el incremento de carga, excepto para el cuarto nivel, con el cual consumo aumenta, siendo más notable dicho crecimiento con relaciones de compresión 9:1 y 12:1. El mínimo valor consumo específico de combustible se obtuvo con relación 10:1.

3.2.3 Etanol. La Figura 48 muestra las características externas del motor usando etanol con el primer nivel de carga ensayado, variando la relación de compresión desde 11:1 hasta 15:1. Se observa que el par máximo de la curvas se presenta entre las 1500 y 1700 RPM, y luego disminuye con el aumento de la velocidad de giro. El momento torsor de mayor magnitud (12,2 N.m) se presenta con relación de compresión 15:1 (e) y el mínimo con 12:1 (b).

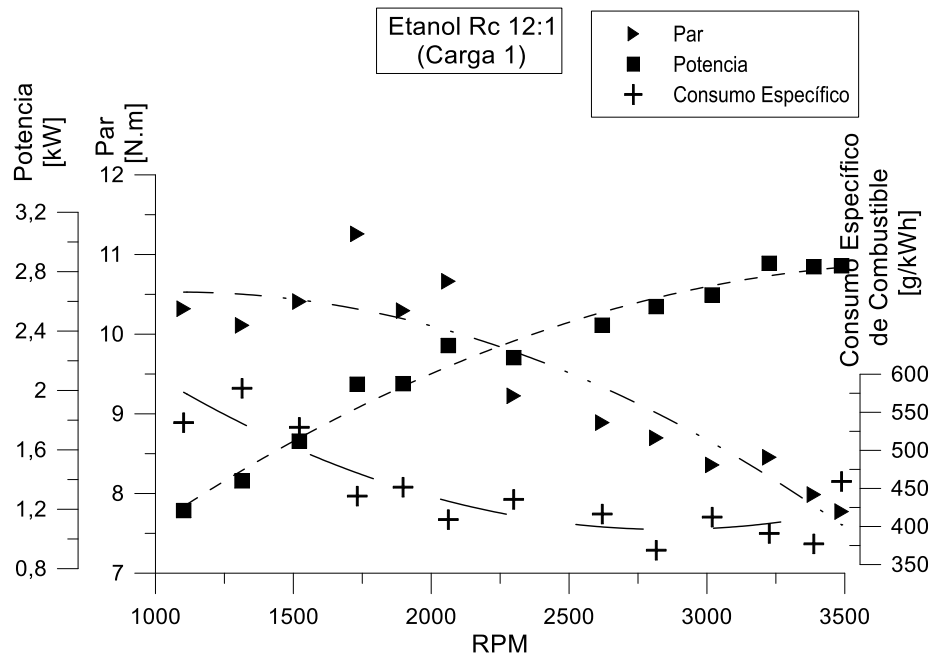
Se aprecian valores de potencia máxima similares al trabajar con relaciones de compresión de 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e), cuyos valores son 3,1 kW a 3300 RPM aproximadamente, mientras que con 11:1 (a) y 12:1 (b) se obtuvieron los valores mínimos. El menor consumo específico de combustible se obtiene al operar el motor con relación de compresión 12:1 (b), cuyo valor fue aproximadamente 370 g/kWh, y se registra el mayor gasto másico de combustible (700 g/kWh a 1100 RPM) con 15:1. Todas las curvas de consumo de etanol con este nivel de carga presentan su valor más alto con el régimen de operación más lento.

A diferencia de los otros hidrocarburos ensayados, solo se presentan tres niveles de carga, y el consumo de combustible es considerablemente mayor.

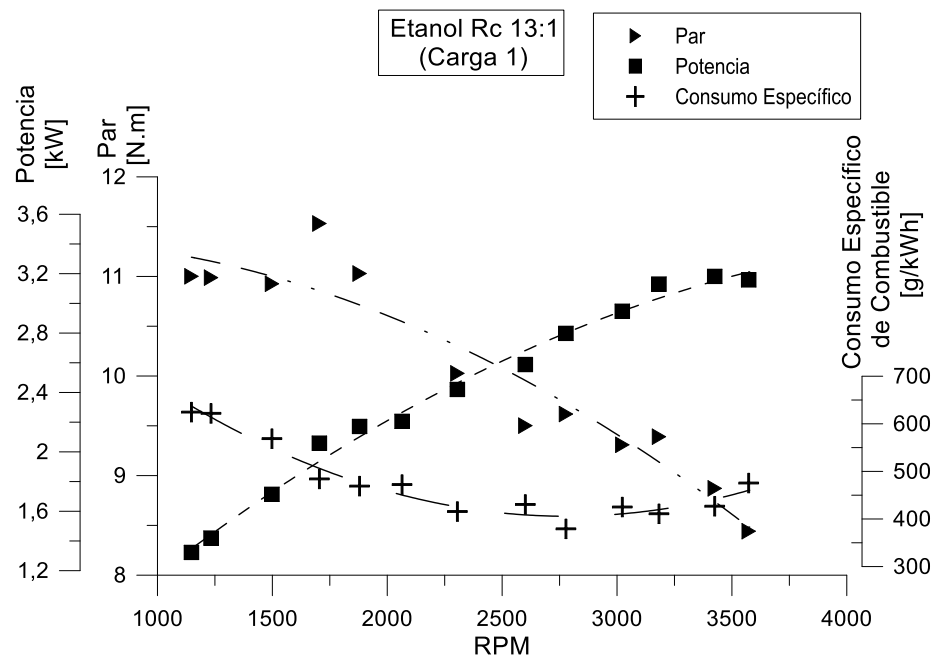
Figura 48. Par, potencia y consumo de combustible para etanol operando en carga 1 a relaciones de compresión de: 11:1 (a), 12:1 (b), 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e).



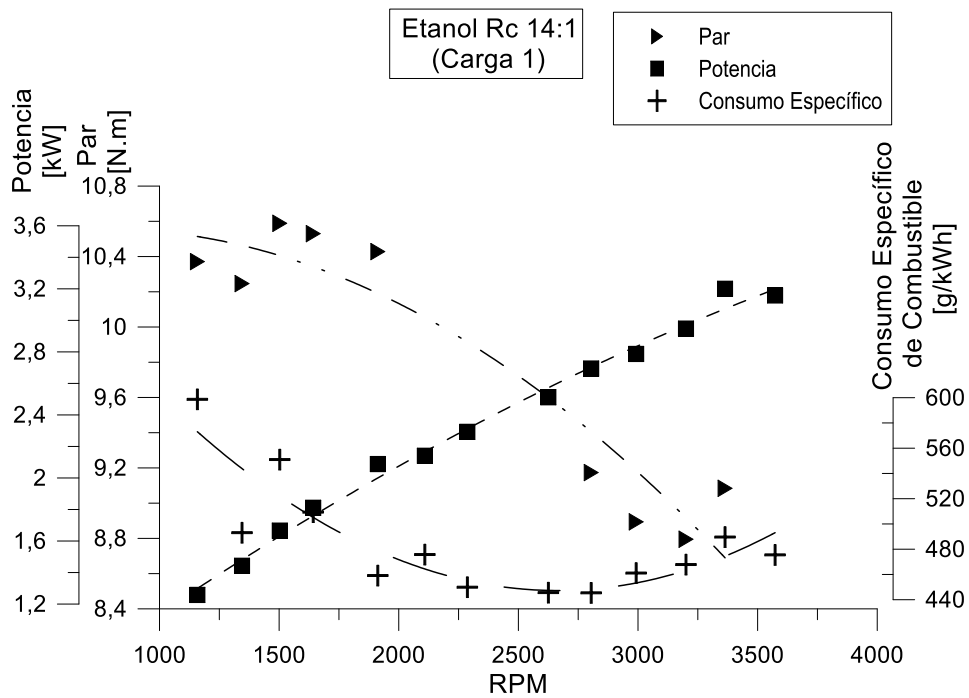
(a)



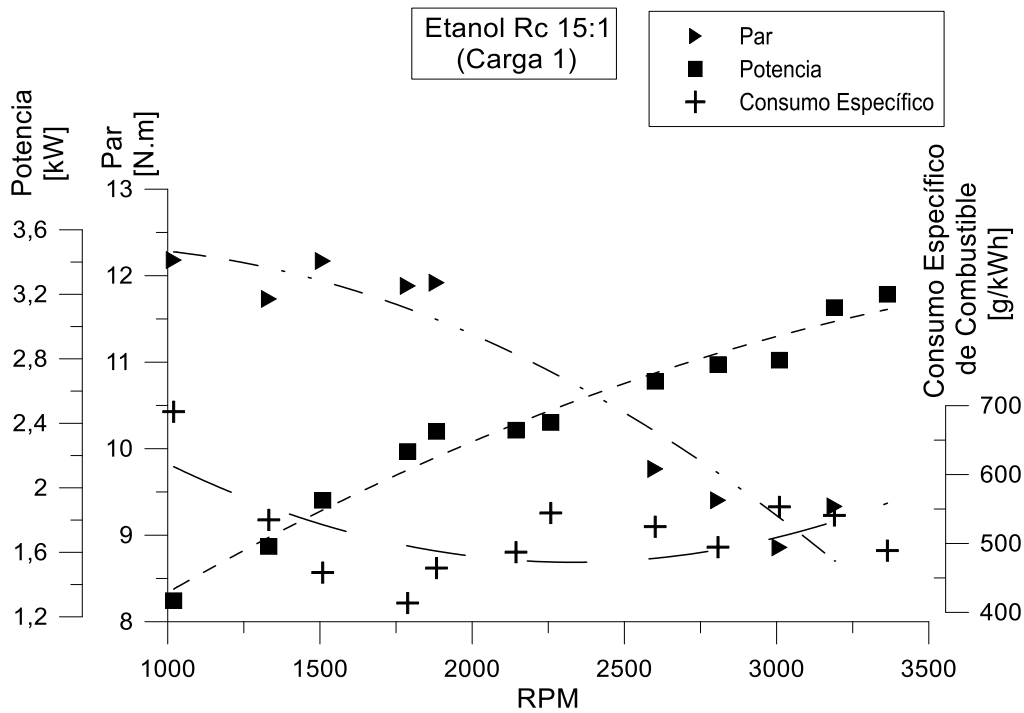
(b)



(c)



(d)

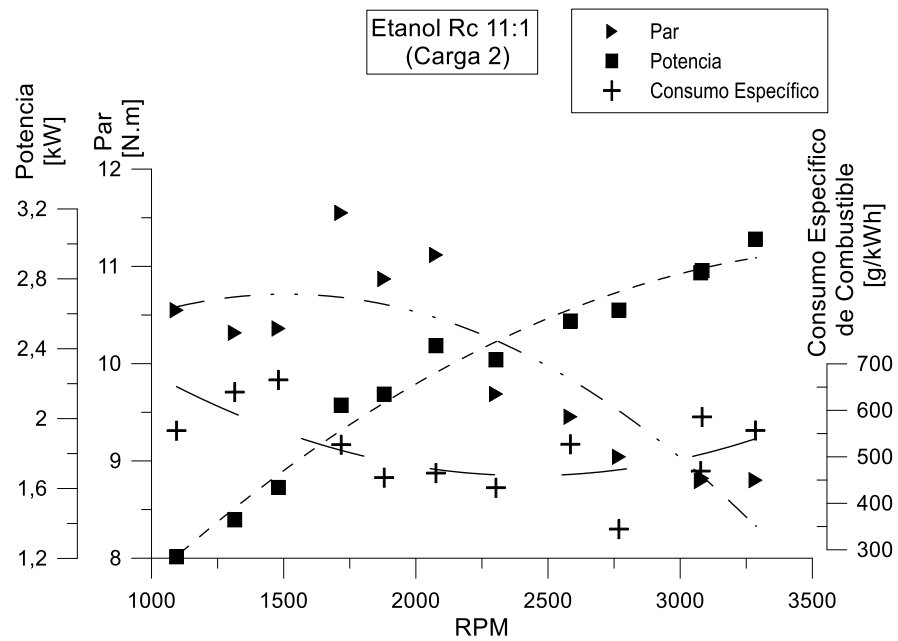


(e)

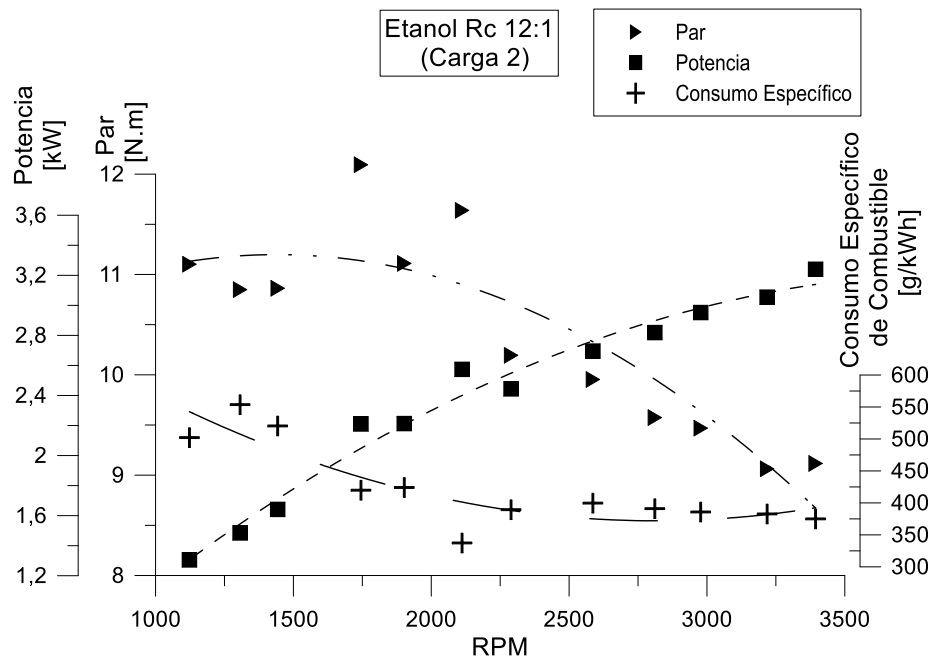
En la Figura 49 se observan las curvas características del motor alimentado con etanol al operar con el segundo nivel de carga. Se aprecia que al aumentar la carga se incrementan el par y la potencia respecto a la carga anterior; se muestra que el máximo par se alcanza al trabajar con relación de compresión 14:1 (d), cuyo valor es cercano a 12,5 N.m a 1750 RPM aproximadamente, y la curva con la que se presenta el mínimo valor de par, fue medida con relación 11:1 (a).

La potencia máxima cuyo valor es cercano a 3,5 kW a 3400 RPM fue registrada con relación de compresión 13:1 (c) y la menor se obtuvo con 15:1 (e) operando con el régimen de giro más lento. El consumo específico de combustible mínimo presenta un valor de 330 g/kWh a 2100 RPM aproximadamente, mientras que el mayor es de 800 g/kWh a 1200 RPM aproximadamente, estos valores fueron medidos utilizando relaciones de compresión 12:1 (b) y 15:1 (e) respectivamente.

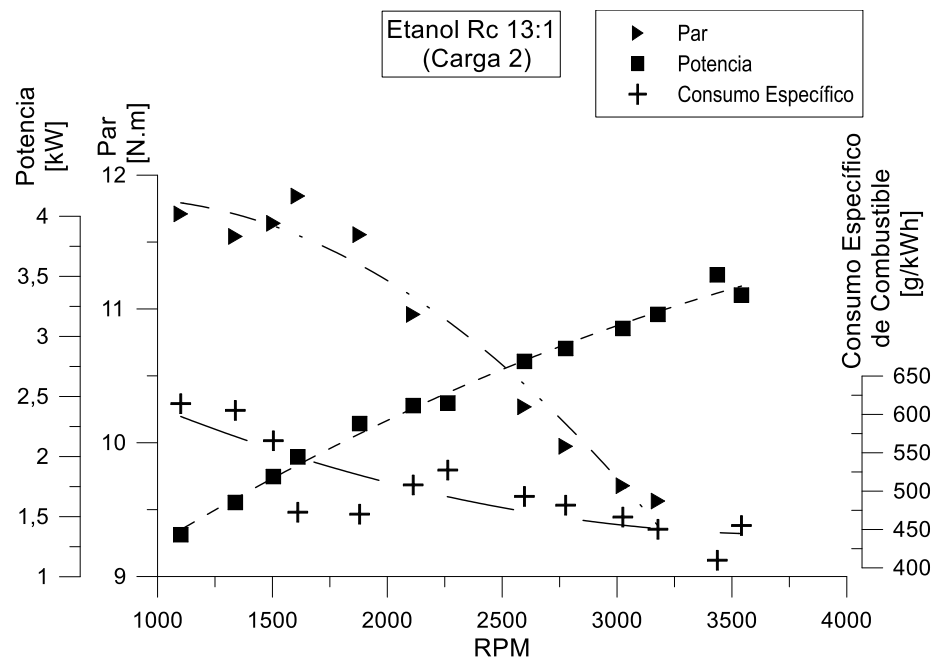
Figura 49. Par, potencia y consumo de combustible para etanol operando en carga 2 a relaciones de compresión de: 11:1 (a), 12:1 (b), 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e).



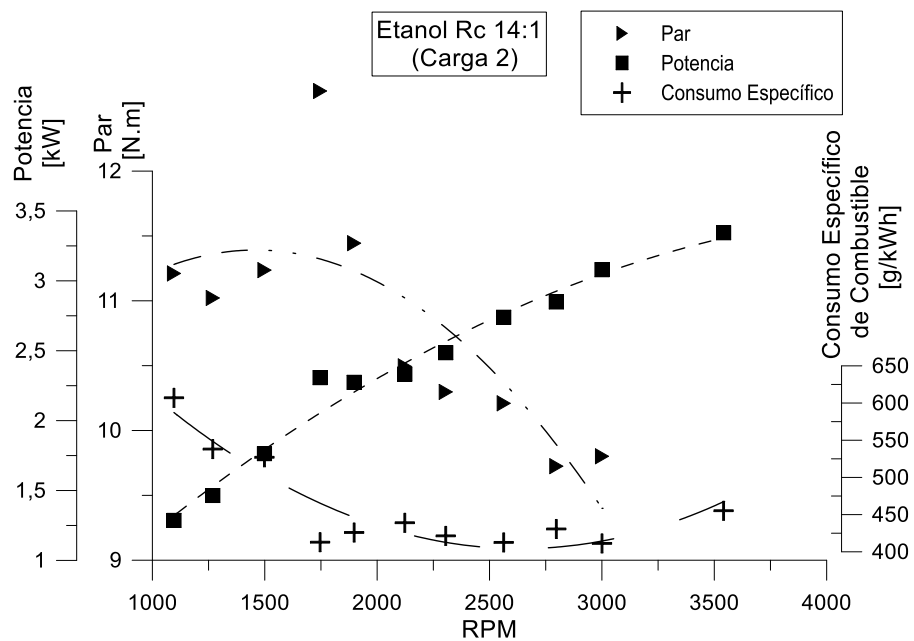
(a)



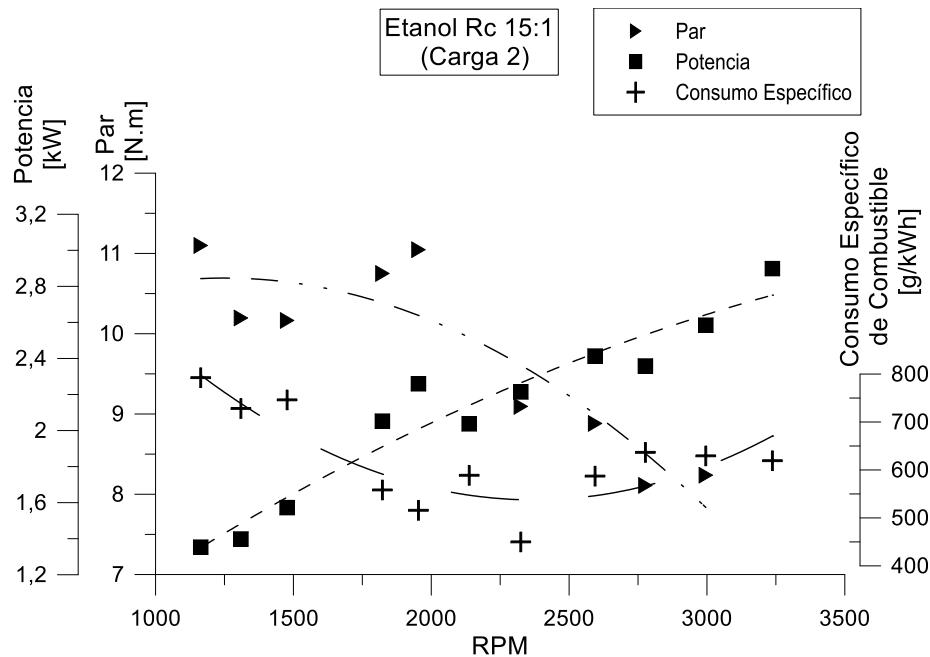
(b)



(c)



(d)



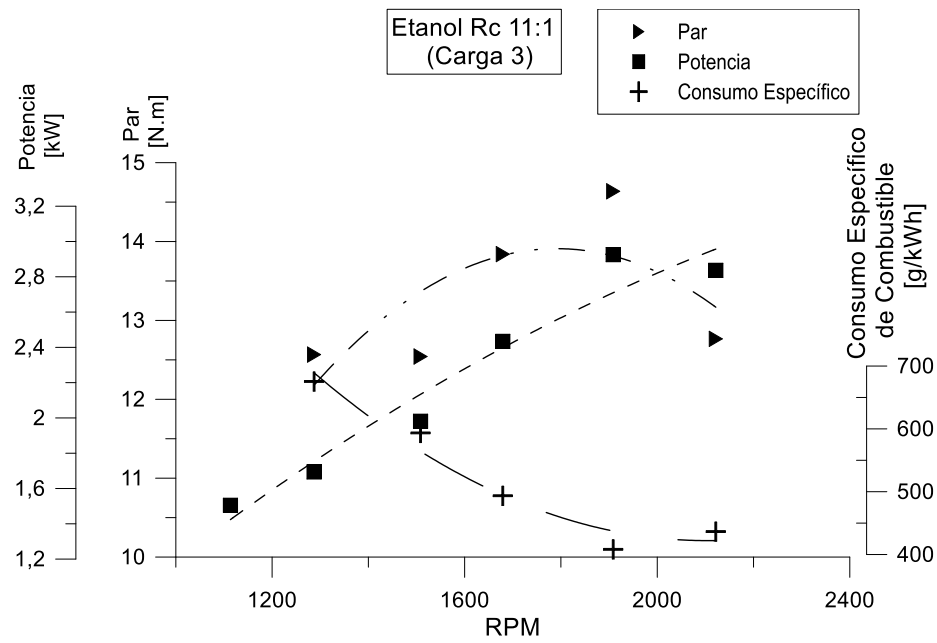
(e)

La Figura 50 presenta los gráficos de las características externas del motor operando con el tercer nivel de carga aplicado, usando como combustible etanol. Los gráficos permiten observar que el máximo valor de par es aproximadamente 14,6 N.m y fue medido cuando se fijó la relación de compresión 11:1 (a), y el mínimo valor del momento torsor se obtuvo cuando se fijó en 13:1; analizando todas las curvas de momento torsor graficadas se aprecia que su máximo valor se encuentra entre las 1650 y 1800 RPM, y disminuye con el aumento del régimen de giro.

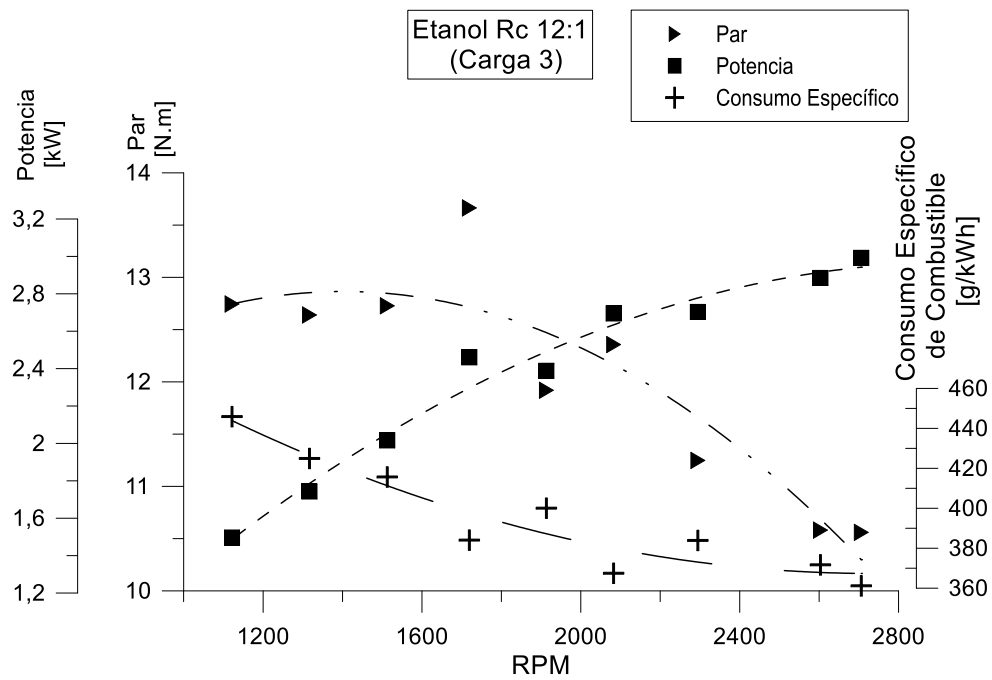
Observando las curvas de potencia, el valor máximo obtenido es 3,1 kW a 2800 RPM con relación de compresión 15:1 (e), mientras que los valores mínimos se registran con 14:1 (d). Los gráficos de par respecto a los obtenidos con los anteriores niveles de carga presentan valores superiores, por el contrario las líneas de potencia obtenidas con la primera y segunda carga presentan valores mayores a las presentadas con este nivel de carga.

El mínimo consumo específico de combustible se presenta con relaciones de compresión 12:1 (b) y 14:1 (d), con un valor mínimo cercano de 360 g/kWh a 2700 y 2300 RPM respectivamente, mientras que el gasto másico de combustible es superior con relación 11:1, en la cual el consumo aumenta hasta 680 g/kWh con el régimen de giro más lento.

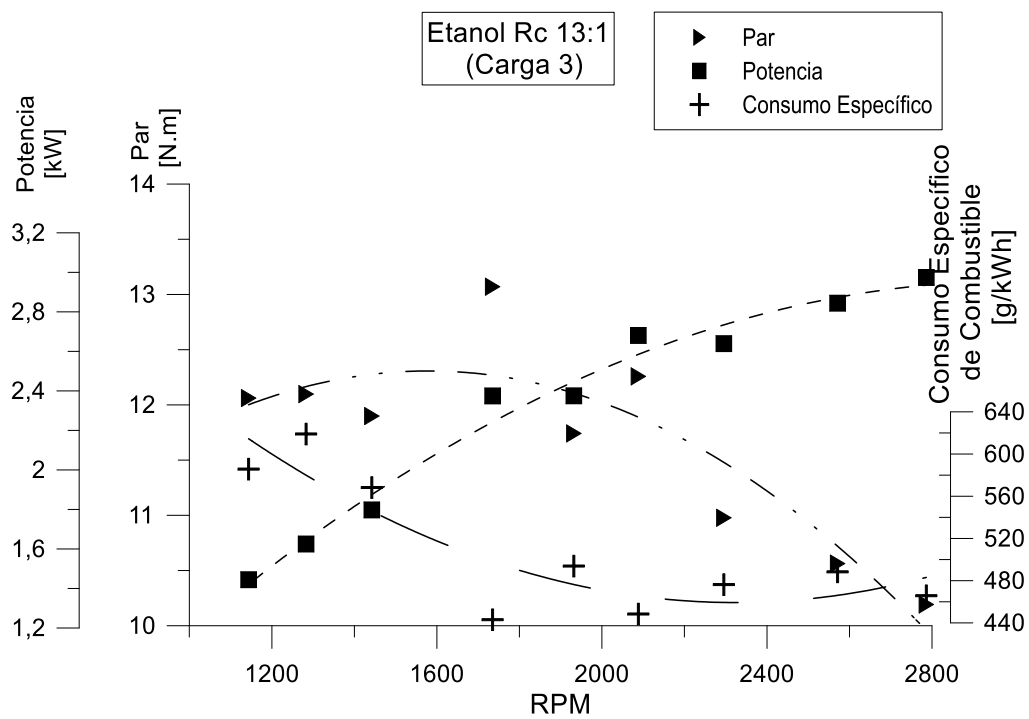
Figura 50. Par, potencia y consumo de combustible para etanol operando en carga 3 a relaciones de compresión de: 11:1 (a), 12:1 (b), 13:1 (c), 14:1 (d) y 15:1 (e).



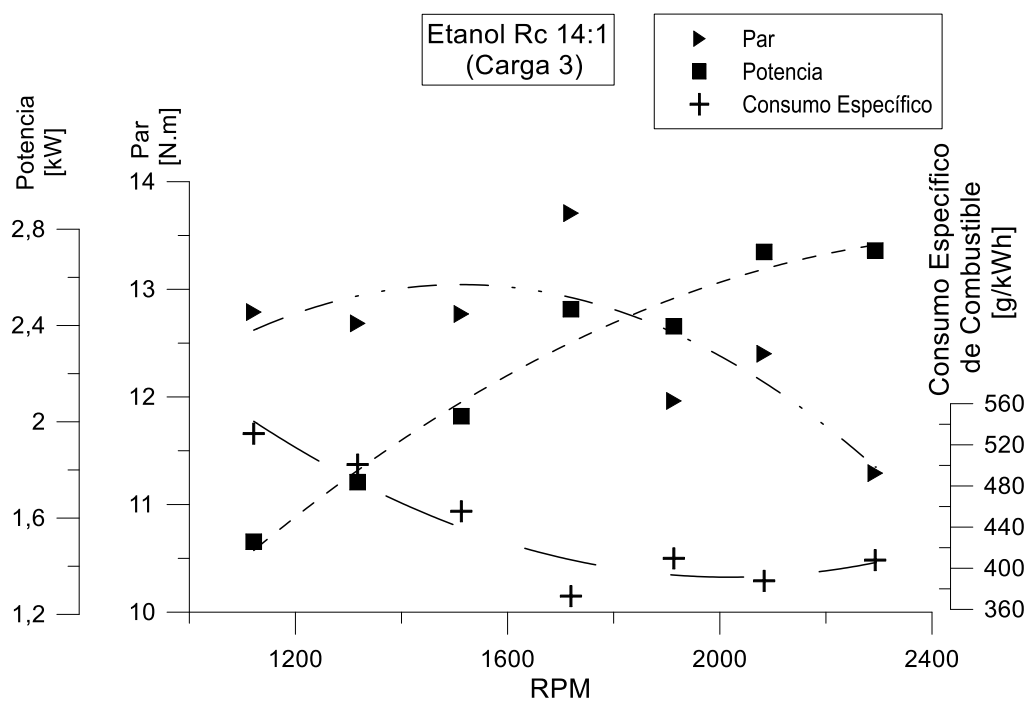
(a)



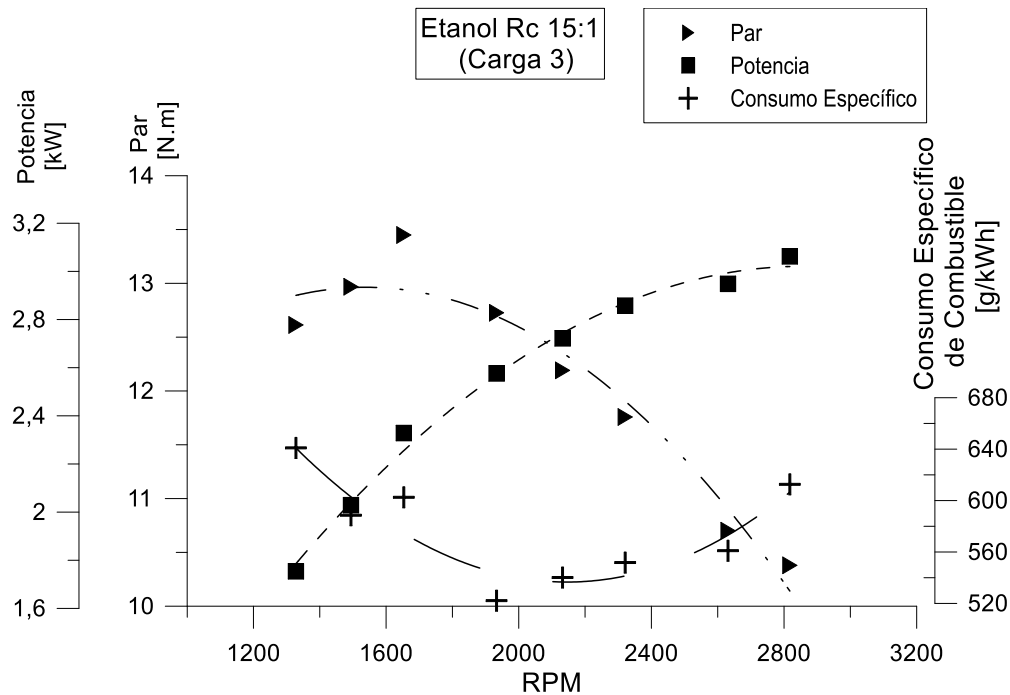
(b)



(c)



(d)



(e)

En general, se observa que al aumentar el nivel de carga el par se ve incrementado, pero éste tiende a disminuir cuando se aumenta la relación de compresión al igual que los otros combustibles probados; el valor máximo de par se registró con relación de compresión 11:1 y la potencia más alta con 13:1, ésta fue obtenida con el segundo nivel de carga. También cuando el motor es alimentado con etanol, el par y la potencia son notablemente menores que con gasolina corriente y extra. Las curvas de operación con la máxima carga no superan las 2800 RPM, y solo se utilizaron tres niveles de carga debido a que el motor interrumpía su operación si se intentaba aplicar más resistencia al giro.

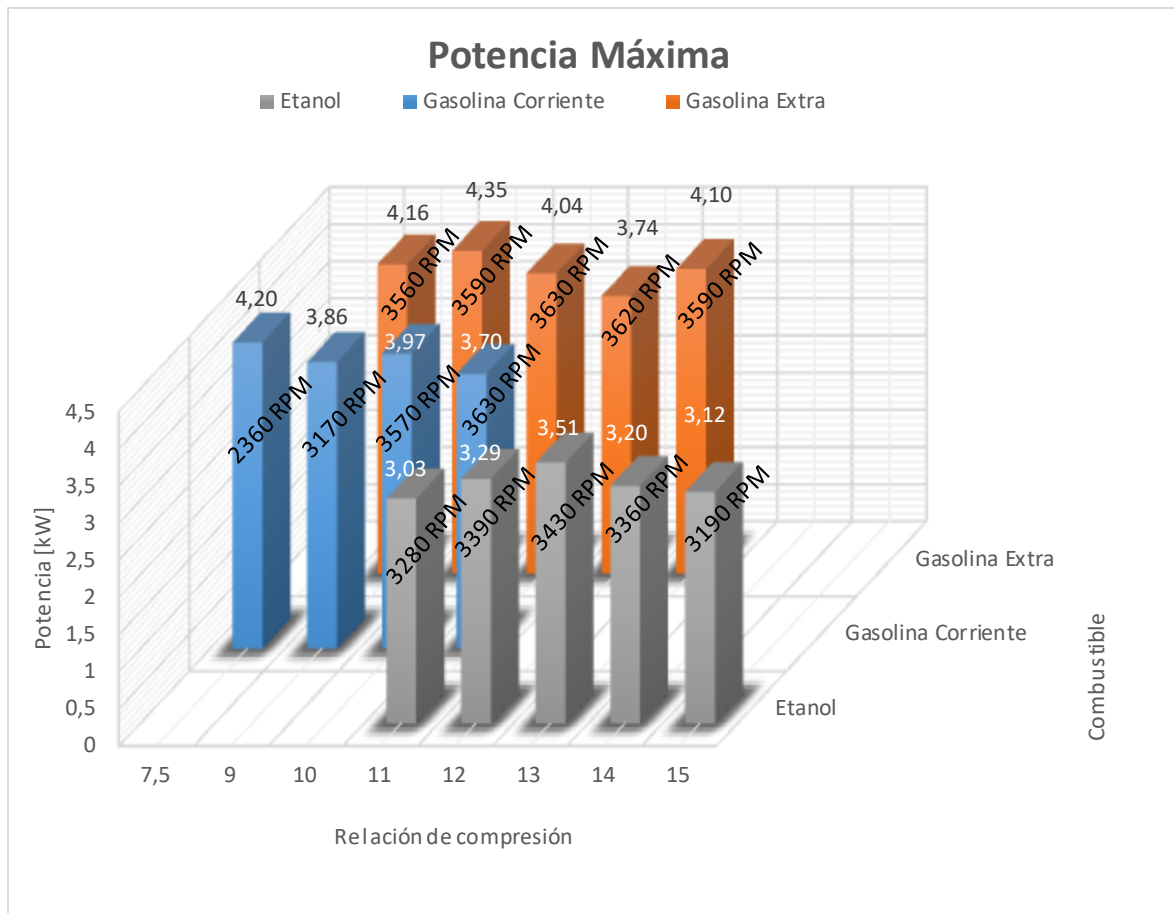
Con la mayoría de las relaciones de compresión el consumo específico de combustible disminuye con el aumento de carga, el valor mínimo de consumo de combustible se presenta con relaciones de compresión 12:1 y 14:1, mientras el máximo consumo se presenta con 11:1 y 15:1. El gasto másico de etanol es considerablemente mayor comparado con el consumo medido cuando se opera con gasolina corriente y gasolina extra

Figura 51. Valores de par máximo obtenido con cada relación de compresión.



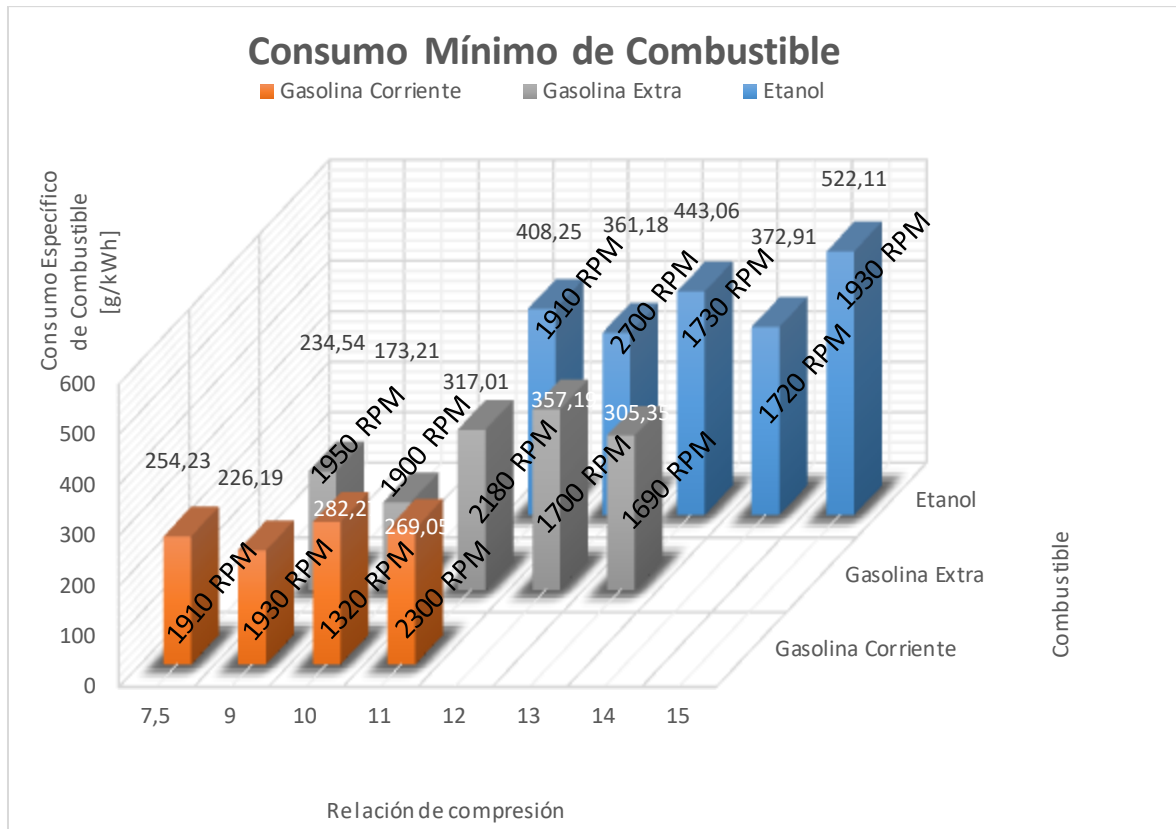
En la Figura 51 se ilustran los máximos valores de par y la velocidad de giro con la cual fue medido, en función de la relación de compresión y el combustible. El régimen de giro con el cual el motor genera el par máximo y el valor del momento torsor tiende a disminuir con el aumento de la relación de compresión, siendo esto más notable con gasolina corriente y gasolina extra; los valores de par máximo medido fueron 18,37 N.m para gasolina corriente, 18,20 N.m para gasolina extra y 14,64 N.m para etanol, siendo éstos obtenidos con la mínima relación de compresión probada con cada uno de los combustibles. Se aprecia también que el par máximo registrado utilizando etanol es significativamente menor en comparación con los demás hidrocarburos.

Figura 52. Valores de potencia máxima obtenida con cada relación de compresión.



La Figura 52 muestra los valores de potencia máxima y régimen de operación con el cual fue obtenido, en función de la relación de compresión y con cada combustible utilizado. Se presenta que los valores de potencia destacados son: 4,2 kW a 2360 RPM con gasolina corriente; para la gasolina extra 4,35 kW a 3590 RPM, y 3,51 kW a 3430 RPM usando etanol, siendo éstos obtenidos con relaciones de compresión 7,5:1, 10:1 y 13:1 respectivamente; se observa igualmente que al utilizar etanol la potencia es menor, en comparación con la obtenida utilizando los otros combustibles ensayados. Se nota que con el aumento de la relación de compresión el régimen de giro con el cual se registra la máxima potencia tiende a ser constante con gasolina extra y aumenta con gasolina corriente, mientras que utilizando etanol esta velocidad de giro aumenta hasta que la relación de compresión es 13:1, luego disminuye.

Figura 53. Valores mínimos obtenidos de consumo específico de combustible con cada relación de compresión.



La Figura 53 presenta los valores consumo específico de combustible mínimo y la velocidad de giro con la cual fueron registrados, en función de la relación de compresión, con el nivel de carga máximo probado con cada hidrocarburo. Los valores destacados del consumo de combustible son: 226,19 g/kWh a 1930 RPM usando gasolina corriente, 173,21 g/kWh a 1900 RPM con gasolina extra, y 361,18 g/kWh a 2700 RPM utilizando etanol, siendo éstos obtenidos con relaciones de compresión 9:1, 10:1 y 12:1 respectivamente. Notablemente el etanol presenta un consumo elevado, en comparación con los otros combustibles.

4. CONCLUSIONES

Se lograron realizar adecuaciones en un motor Diesel para su funcionamiento como motor de encendido provocado, y se instrumentó para medir las variables que permitieran conocer sus características externas. Además, se realizaron pruebas en este motor, operando con diversos combustibles, varios niveles de carga y variando la relación de compresión, obteniendo sus características externas y verificando el funcionamiento de las modificaciones.

En general, se observa que el par y la potencia tienden a aumentar con el incremento la carga, mientras el consumo específico de combustible disminuye hasta el tercer nivel de carga en la mayoría de las configuraciones de combustible y relación de compresión. La gasolina corriente muestra mayores valores de potencia y par operando con relación de compresión 7,5:1, y el menor consumo con 9:1. La gasolina extra muestra mayores valores entregados de par operando en una relación de compresión de 9:1, y mayor potencia y menor consumo específico de combustible con 10:1. El par máximo usando etanol se observa al operar el motor con relación de compresión de 11:1, la potencia máxima con 13:1, y su menor consumo específico de combustible con 12:1.

Relacionando todas las características externas obtenidas, las relaciones de compresión en las cuales cada combustible presentó mejor comportamiento fueron: 7,5:1 para gasolina corriente, 10:1 para gasolina extra y 12:1 para etanol, ya que presentan un valor de par y potencia elevados, y consumo específico de combustible bajo. El etanol ofrece mayor potencia y par que la gasolina corriente o extra en niveles de carga bajos, pero el consumo de combustible será siempre mayor debido a que este biocombustible requiere un dosado de combustible mayor y posee un poder calorífico bajo; las curvas de operación del motor con el tercer nivel de carga utilizando etanol no superaron las 2800 RPM debido a que el par generado es menor con velocidades angulares altas y éste no fue suficiente para vencer el momento torsor impuesto por el freno magnético. Para observar mayores ventajas cuando se opera con etanol debe hacerse un análisis de emisiones del motor.

Al fijar relaciones de compresión altas y operar el motor con gasolina corriente y extra, la potencia y el par disminuyen, debido a detonaciones no deseadas o autoencendidos en la cámara de combustión, dichas detonaciones generan cargas adicionales, por lo cual el motor consume

más combustible con el objetivo de vencer dichas restricciones. Al motor del banco de pruebas no se le hicieron modificaciones de mezcla ni de ángulo de avance, esto explica la falta de potencia en los casos de mayor relación de compresión. No es justificable el uso de gasolina extra en motores de combustión interna con relación de compresión menor a 9:1 debido a que el consumo de combustible es mayor y no se incrementa significativamente el par y la potencia. Todas las gráficas realizadas presentan forma y tendencia correspondiente a las curvas típicas de potencia, par y consumo específico de combustible respecto al régimen de giro en un motor de combustión interna.

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. Jindal, B.P. Nandwana, N.S. Rathore y V. Vashistha. Experimental investigation of the effect of compression ratio and injection pressure in a direct injection diesel engine running on Jatropha methyl ester. *Applied Thermal Engineering*. Vol 30. 2010. 442-448.
- [2] K. Muralidharan, D. Vasudevan. Performance, emission and combustion characteristics of a variable compression ratio engine using methyl esters of waste cooking oil and diesel blends. *Applied Energy*. Vol. 88. 2010. 3959-3968.
- [3] M. Bahattin Çelik, Bülent Özdalyan y Faruk Alkan. The use of pure methanol as fuel at high compression ratio in a single cylinder gasoline engine. *Fuel*. Vol. 90. 2011. 1591-1598.
- [4] D.H. Qi, H. Chen, R.D. Matthews y Y.ZH. Bian. Combustion and emission characteristics of ethanol-biodiesel-water micro-emulsions used in a direct injection compression ignition engine. *Fuel*. Vol 89. 2010. 958-964.
- [5] Instituto colombiano de normas técnicas y certificación. Normas Técnicas NTC 1486 (edición 2008), NTC 5613 (edición 2008), NTC 4490 (edición 2008) Y NTC 1000.
- [6] M. Bahattin Celik, Bülent Özdalyan, Faruk Alkan. The use of pure methanol as fuel at high compression ratio in a single cylinder gasoline engine. *ELSEVIER. FUEL*. Vol 90. 2011. 1591-1598.
- [7] Slawomir Luft. The influence of regulating parameters of dual fuel compression ignition engine fuelled with LPG on its maximum torque, overall efficiency and emission. *SAE*. 2001-01. 3264.
- [8] Hyun Kyu Suh. Investigations of multiple injection strategies for the improvement of combustion and exhaust emissions characteristics in a low compression ratio (CR) engine. *ELSEVIER. Applied Energy*. Vol 88. 2011. 5013-5019.
- [9] M. Pandian, S.P. Sivapirakasam, M. Udayakumar. Investigation on the effect of injection system parameters on performance and emission characteristics of a twin cylinder compression

ignition direct injection engine fuelled with pongamia biodiesel–diesel blend using response surface methodology. ELSEVIER. Applied Energy. Vol 88. 2011. 2663-2676.

[10] R.G. Papagiannakis, C.D. Rakopoulos, D.T. Hountalas, D.C. Rakopoulos. Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions. ELSEVIER. FUEL. Vol 89. 2010. 1397-1406.

[11] Francisco Payri Gonzáles, Jaime Martín Díaz. Motores Alternativos. Universidad politécnica de valencia, 2011.

[12] Carlos Alberto Romero P. Motores de combustión interna (Fundamentos de construcción y calculo). Universidad Tecnológica de Pereira,.

[13] José Manuel Riesco, Gabino Rivera, Juan Manuel Belman, Simón Martínez, Fausto Alejandro Sánchez, José Luis carrera. Análisis de modelos para la simulación de motores de combustión interna. *Memorias del XIX congreso internacional anual de la SOMIM*, 2013.

[14] John B. Heywood. Internal Combustión Engine Fundamentals. McGrawl-Hill, New York, 1988.

[15] Afshin Barjaneh and Hoseyn Sayyaadi. A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines. Energy Conversion and Management, 105:607–616, 2015.

[16] Viviana Aguirre Montoya. Contribución al estudio experimental de la fricción pistón-camisa en un motor de combustión interna. Escuela técnica superior de ingenieros industriales, 2008.

[17] Miqdam T. Chaichan y Adel M. Saleh. Practical investigation of single cylinder spark ignition engine performance operated with various hydrocarbon fuels and hydrogen. Journal of Engineering and Development. Vol. 14, No 2. 2010. 183-197.

[18] Juan Felipe Rodríguez Rueda. Caracterización, puesta a punto y análisis de emisiones generadas en un motor de combustión interna HCCI operado con etanol anhidro (E100) y etanol hidratado (E80). Grupo de investigación en combustibles alternativos, energía y protección del medio ambiente GICAEPMA, Universidad Nacional de Colombia. 2015.

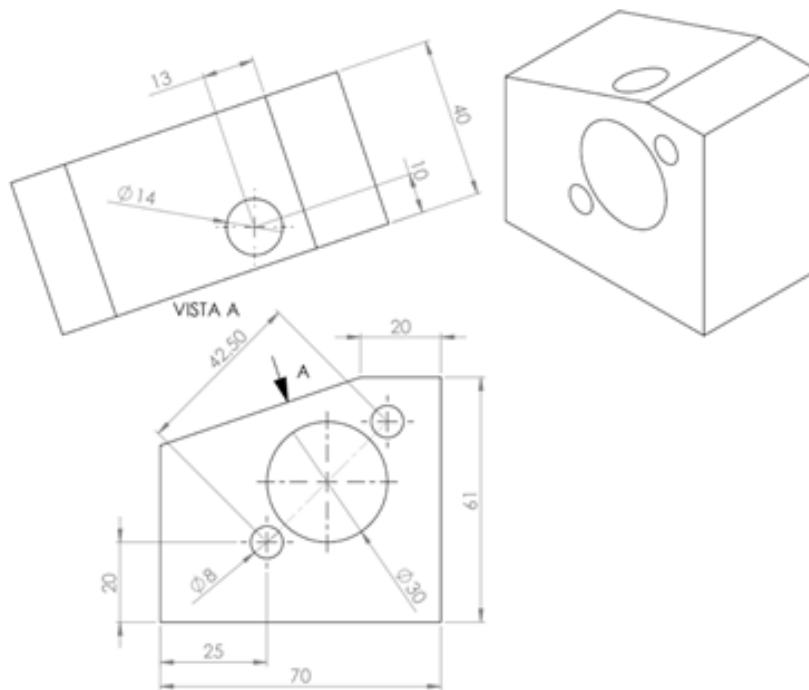
- [19] Jorge Mario Rueda Franco. ¿Cuál es el combustible adecuado para tu auto? Disponible en línea en el enlace <https://www.sura.com/blogs/autos/combustible-auto.aspx>. 2013
- [20] Rodrigo C. Costa, José R. Sodré. Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance. ELSEVIER. Applied Thermal Engineering. Vol 31. 2011. 278-283.
- [21] J.M. Gomes Antunes, R. Mikalsen, A.P. Roskilly. An experimental study of a direct injection compression ignition hydrogen engine. ELSEVIER. International Journal of Hydrogen Energy. Vol 34. 2009-6516–6522.
- [22] El Puente Wheatstone. Disponible en línea en el enlace https://www.oercommons.org/media/upload/authoring/5587/documents/Puente%20Wheatstone%20253-257_1.pdf.
- [23] Sistemas de encendido. Disponible en línea en el enlace <http://www.aficionado.salamecanica.net/encendido-electronico-sin-contactos.htm>.
- [24] Eddy Current (Air Cooled) Dynamometer. Dynamite. Disponible en línea en el enlace <http://www.dynomitedynamometer.com/eddy-current-dynamometer/eddy-current-dynamometer.htm>.
- [25] Principle of Eddy-Current Electro Brake Dynamometer. Tokyo Meter Co., Ltd. Disponible en línea en el enlace http://www.tokyometer.co.jp/english/product1/dyna/cat12_6e.htm.
- [26] D.C. Rakopoulos, C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, R.G. Papagiannakis, D.C. Kyritsis. Experimental-stochastic investigation of the combustion cyclicvariability in HSDI diesel engine using ethanol–diesel fuel blends. ELSEVIER. Fuel. Vol 87.2008. 1478–1491.
- [27] Jesús Antonio Camarillo Montero. Estudio de la combustión de un motor monocilíndrico de ignición alimentado con mezclas gasolina-etanol anhidro e hidratado a distintas concentraciones. Universidad Veracruzana. Agosto de 2011.
- [28] Eleder Antuñano García. Modelización termodinámica de un motor turboalimentado y propulsado por bioetanol. Universidad Carlos III de Madrid.

- [29] Eastern tools & equipment, INC. Air-cooled diesel engine 186F Owner's manual. Disponible en línea en el enlace <http://easterntools.com>
- [30] Luis Fernando Ocampo Gil. Diseño de accionamiento y transmisiones de máquinas. Universidad Tecnológica de Pereira. 1993.
- [31] SAE international standard. SAE J1349 Certified Power.1995.
- [32] SAE international standard. SAE J2723 Engine Power and Torque Certification.2005
- [33] Jorge Enrique Gaviria Ríos, Jorge Hernán Mora Guzmán y John Ramiro Agudelo. Historia de los motores de combustión interna. Universidad de Antioquia. Revista Facultad de Ingeniería. No. 26. Junio 2002. 68-78.

6. ANEXOS

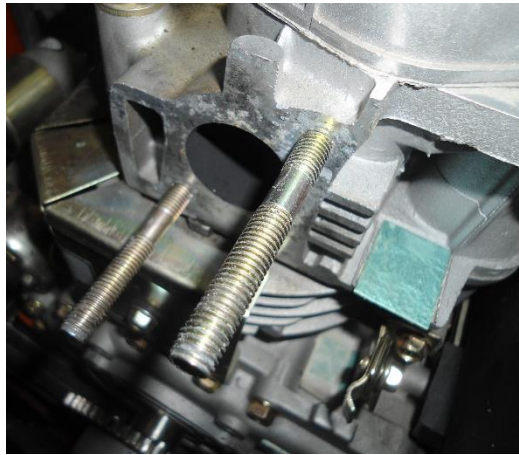
6.1 Detalles del bloque para sensor en el escape

El diseño del bloque para permitir el montaje del sensor en el escape se observa en el siguiente plano:

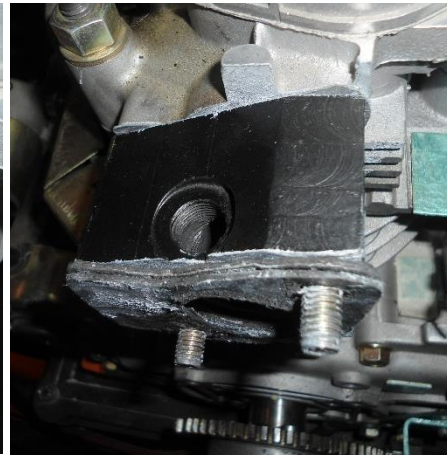


La pieza fue pintada para evitar la corrosión y luego fue ensamblada. Para poder ensamblar esta pieza se usaron espárragos más largos para lograr el ajuste entre el mofle, el bloque para sensor y la culata también se utilizaron empaques de lámina y asbesto en las juntas y se les adiciono un poco de silicona para garantizar el sellado.

Proceso de montaje. (a) detalle de espárragos. (b) vista de montaje sin ajustar.



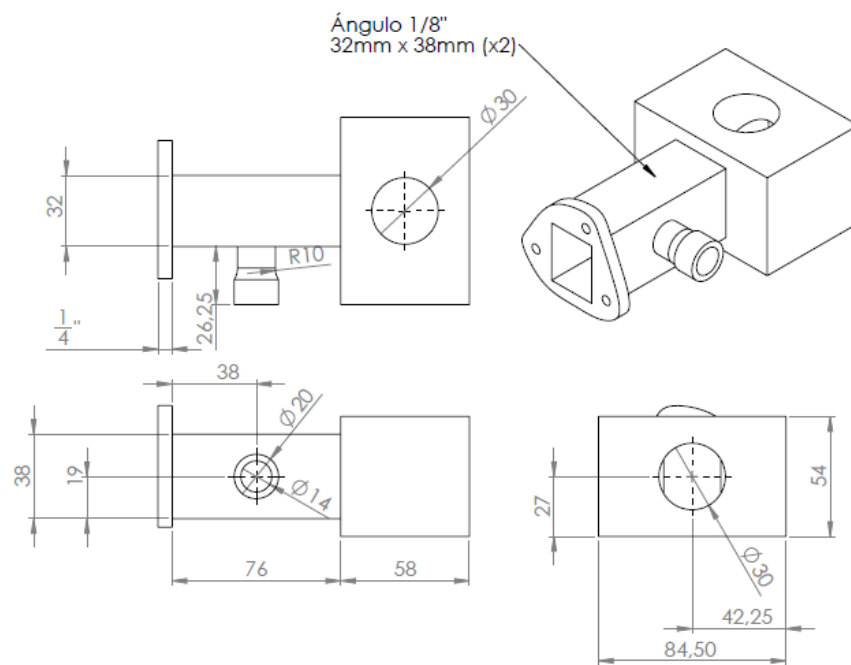
(a)



(b)

6.2 Detalles del montaje del carburador

Para poder instalar el carburador fue necesaria la adaptación de una pieza diseñada y fabricada para permitir tanto su funcionamiento con gasolina como con Diesel.

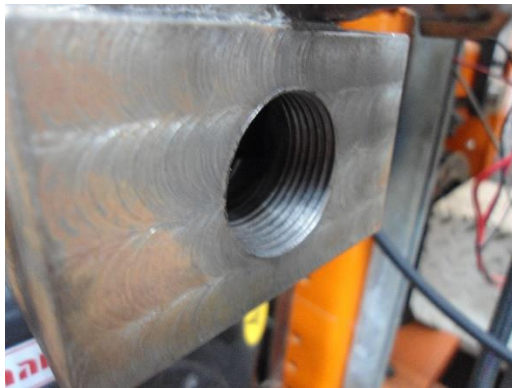


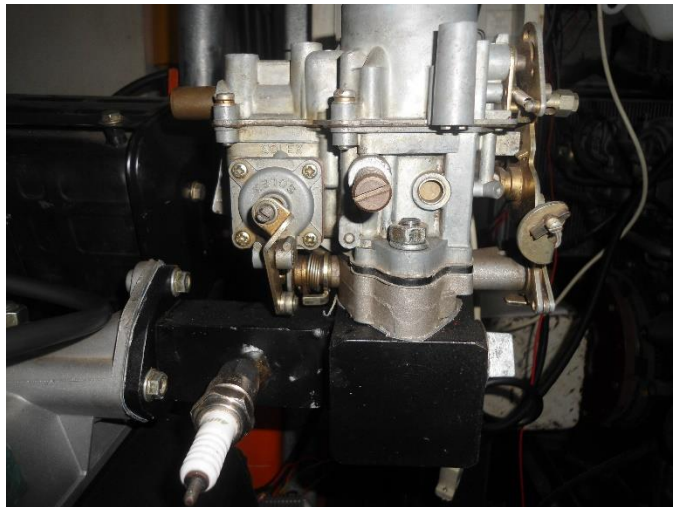
Para la construcción de este primero se cortó una platina pequeña con la cual se ajustaría la pieza a la culata mediante tres agujeros que le fueron taladrados, también se le realizó sobre ésta un corte cuadrado para permitir el flujo de aire en la admisión, después se usaron dos ángulos de

acero formando un tubo cuadrado para extender el ducto de admisión y se mecanizo un bloque de acero al cual se le hicieron dos perforaciones, una superior y una lateral que se intersectan entre sí y de esta manera se permite el flujo de aire, estos elementos fueron soldados y una vez unidos se verificó que la pieza fuese hermética para evitar entradas no deseadas de aire.

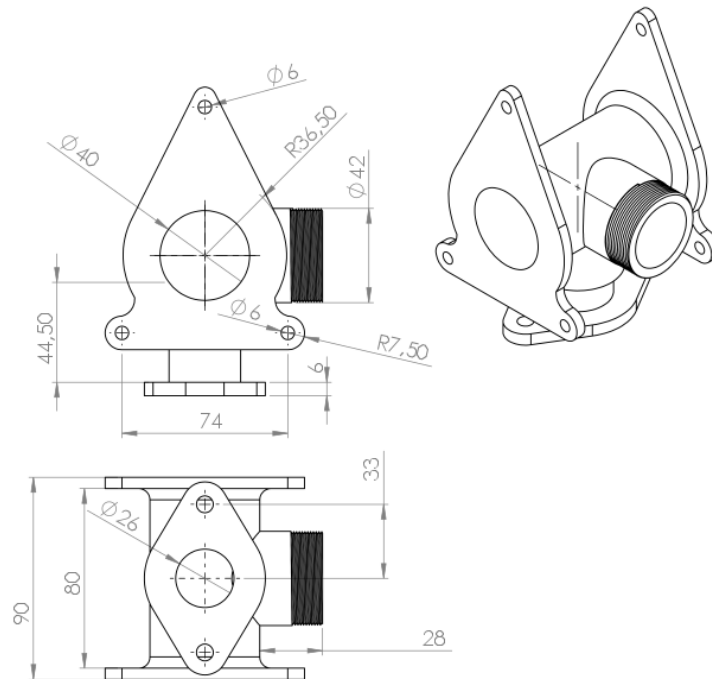
En la cara superior del bloque se hicieron dos agujeros roscados para instalar dos espárragos y con éstos se ajustó el carburador de tipo vertical que fue tomado de un vehículo Renault 12. Luego se realizó otra perforación roscada en el bloque de acero intersecada con las que permiten el flujo de aire en la que se colocaría un tapón el cual estaría ajustado cuando el motor fuese encendido con gasolina y se retiraría cuando fuese encendido con Diesel, después se hizo un agujero a un costado del ducto cuadrado en donde se soldó un quemador que permite la instalación de un sensor cercano a la válvula de admisión. Por último la pieza fue pintada y después ensamblada utilizando empaques en las juntas en las cuales también se les adiciono un poco de silicona ultra Gray para garantizar el sellado.

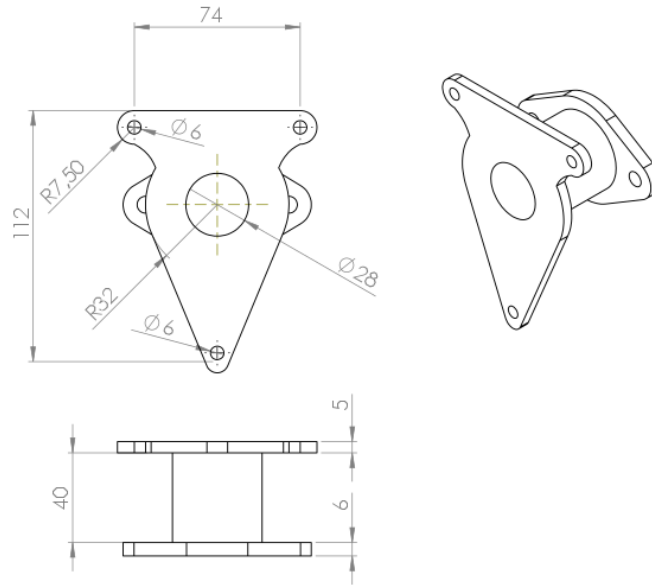
Detalles del montaje del carburador:





Para el acople del cuerpo acelerador al carburador tipo vertical se optó por diseñar y fabricar dos piezas acoplables entre sí mediante un roscado. A continuación se muestra el plano de detalle para el diseño:



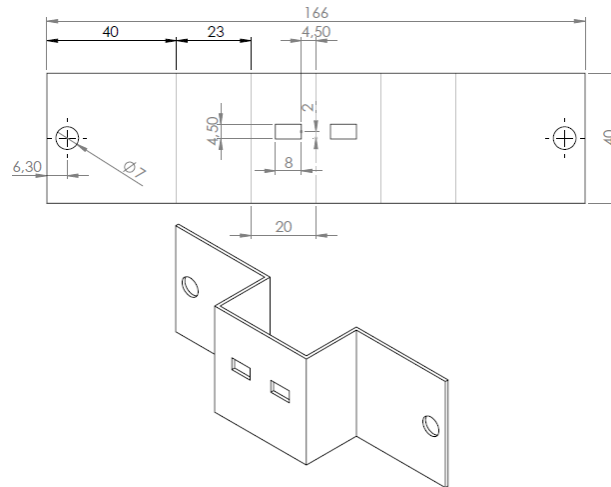


Para el carburador tipo horizontal se diseñó e instaló una pieza que permitiera, junto con un acople, la admisión de los combustibles que requirieran encendido provocado, su adecuado flujo y sin presencia de fugas.

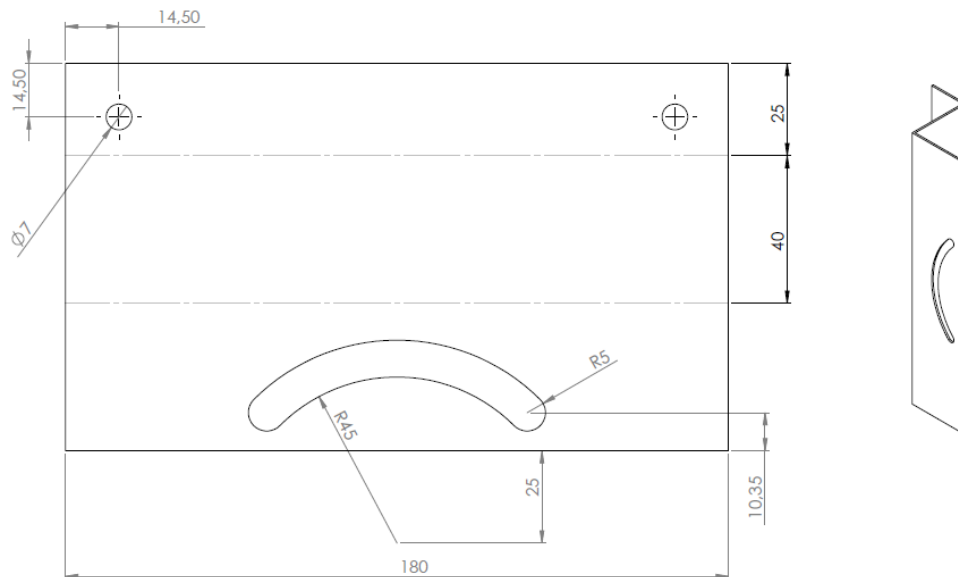
6.3 Detalles de las alternativas probadas para el sistema de encendido por chispa

Primera alternativa:

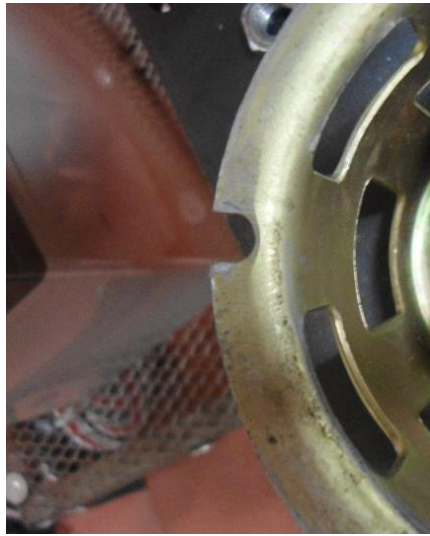
Plano de detalle del acople del distribuidor a la copa (imagen de la plantilla y modelo de la lámina doblada).



Plano de detalle del soporte del distribuidor. (Imagen de la plantilla y modelo de la lámina doblada).



Detalle de perforación en la copa de embrague.



Se centró el distribuidor y se ajustaron las láminas utilizando traba roscas en todos los tornillos usados para evitar que se aflojaran con la vibración del motor y se verificó que no hubiese interferencia entre las piezas cuando se rotara el eje del cigüeñal.

Detalle de ajuste atornillado para lámina rotora.



Segunda alternativa:

Encendido de desmalezadora Goldstar.



Operación en volante. (a) volante con aspas. (b) volante refrentada.



Para que la volante se auto centrara, se maquinó en una placa plana un escalón que encajó internamente en la copa de embrague, además se perforaron dos agujeros en ésta para atornillarse a la volante, se usaron tuercas de seguridad para evitar que las vibraciones los desajustaran, se utilizó cinta adhesiva doble faz para prefijar la volante contra la copa.

Placa para sujeción de la volante. (a) placa sin ensamblar. (b) encajada en la copa de embrague.

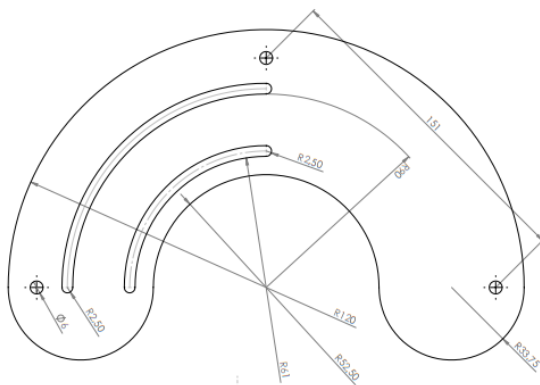


Detalle del escalón que permite autocentrar la volante.

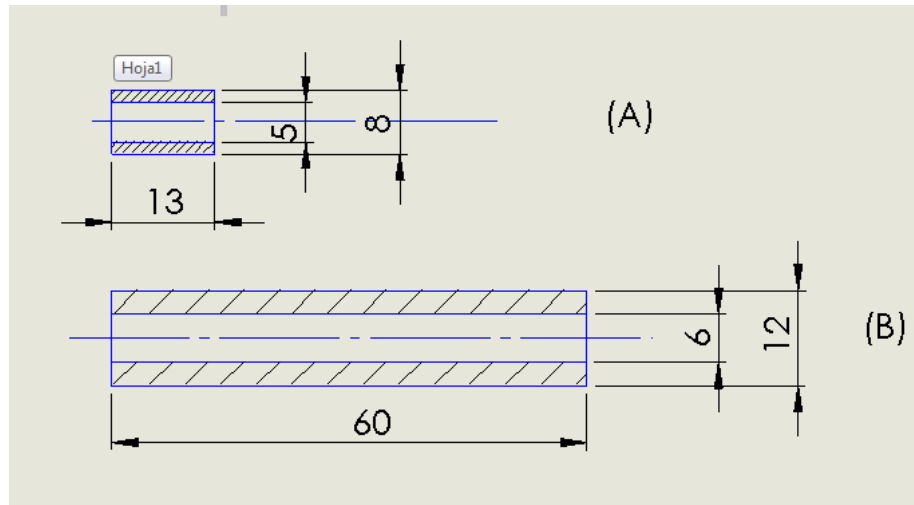


Para instalar la bobina se cortó una placa con forma semicircular y se le realizaron dos ranuras que permitieran desplazar la bobina en una trayectoria circular y así variar el avance del salto de la chispa, la placa se fijó de tres puntos donde se encontraba atornillado el sistema de encendido manual y fue necesario maquinar tres bujes para separarla un poco del motor, se usaron dos bujes adicionales para alejar bobina de la placa. La bobina fue atornillada a la placa y se le adicionó traba roscas a los hilos de los tornillos para evitar desajustes por vibración.

Placa de fijación de bobina.



Plano de detalle de los bujes utilizados. (a) para separar bobina y placa. (b) para separar la placa y motor.

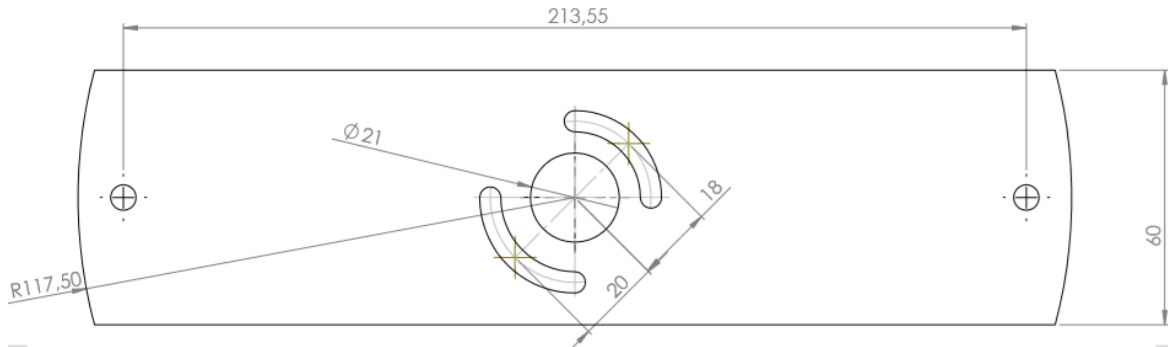


Tercera alternativa:

Componentes de encendido electrónico: rotor, bobina, pulsor y módulo electrónico.



Primera placa de sujeción para pulsor.



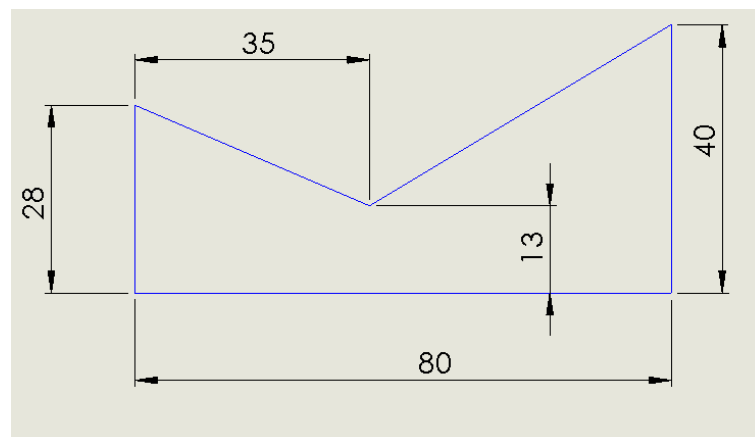
Debido a que el rotor del encendido electrónico posee cuatro segmentos de pulso en su periferia, se lanzarían cuatro saltos de chispa por cada vuelta, para conseguir un solo salto de chispa por vuelta se requería quitar tres de esos segmentos, pero con el fin de no modificar el rotor original se consiguió otro rotor al cual se le quitarían estos segmentos. Para poder adaptarlo se maquinó en el torno del laboratorio de motores de combustión interna, una pieza, la cual se ajustó entre el nuevo rotor y el soporte. El material usado para este collar fue bronce.

Collar para rotor: Material antes de mecanizado, montaje de material en torno, collar terminado y collar insertado en el rotor.



6.4 Detalle de las modificaciones realizadas en el sistema de escape

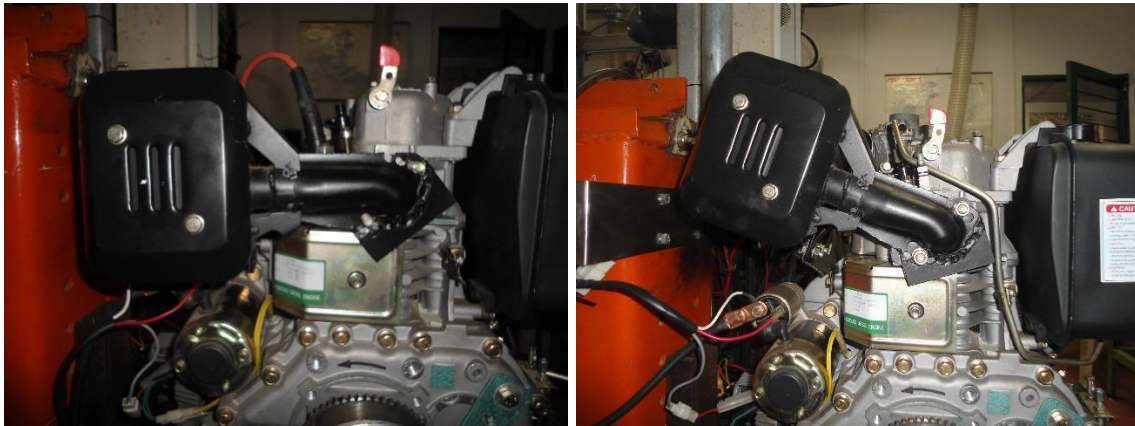
Plano de detalle de segmento de placa añadido al mofle (dimensiones en mm). Espesor del segmento 4,8 mm.



Platina soldada.

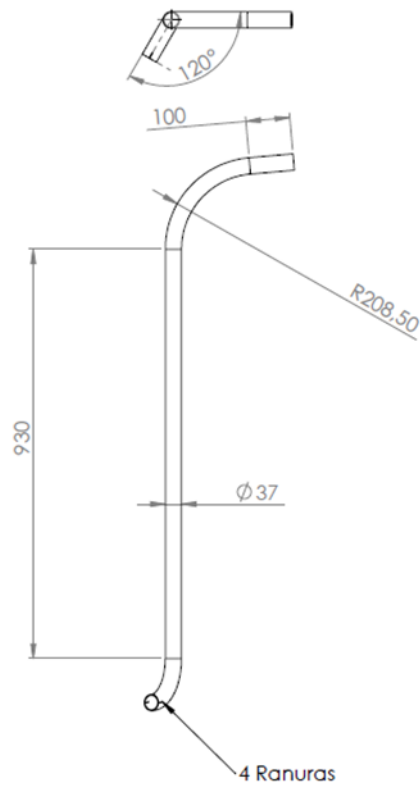


Montaje de mofle: Posición inicial y montaje con rotación.



Tubo de extensión: Se obtuvo a partir de dos codos y un tramo de tubo recto los cuales fueron unidos por medio de soldadura, éste fue acoplado y ajustado al mofle mediante un trozo corto de tubo con cuatro ranuras longitudinales las cuales permitieron la deformación provocada por el apriete de una abrazadera, algo similar a los acoples en el escape de un automóvil.

Diseño del tubo de extensión:



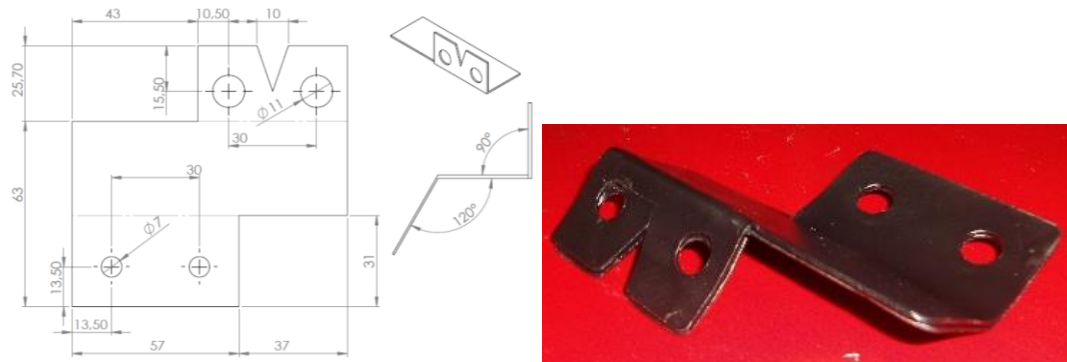
También se soldó una lámina al tramo de tubería recta para fijar esta extensión a una estructura externa al banco de pruebas, luego se hizo una perforación en la lámina para fijarla mediante un apoyo flexible a la estructura y así amortiguar las vibraciones que se generan al operar el motor y por ultimo fueron pintados los codos y la platina para evitar la corrosión.

Extensión de mofle terminada.



Apoyo de mofle: como consecuencia de la rotación y translación, el mofle perdió un apoyo con el bloque del motor, para recuperar este soporte se cortaron y se doblaron dos láminas, a las cuales se les perforaron cuatro agujeros con los cuales sería atornillada al bloque y al mofle. La lámina se pudo doblar y perforar gracias a unas plantillas dibujadas en un programa de CAD e impresas en escala 1:1, luego las plantillas fueron adheridas a unas láminas que posteriormente serían cortadas con una cizalla manual.

Lámina soporte del mofle.



Las láminas fueron dobladas conjuntamente apretándolas con una prensa y doblándolas con una pinza justo por las líneas punteadas que poseían las plantillas, posteriormente las esquinas con filos fueron redondeadas con una lima para evitar accidentes y por último se pintaron las láminas

Montaje de láminas.



6.5 Cálculo de los recipientes para la variación de la relación de compresión

Primero se calculó el volumen inicial de la cámara de combustión por medio de los datos consignados en la ficha técnica del motor, luego se realizaron cálculos del aumento de volumen para disminuir la relación de compresión a partir de las siguientes expresiones.

$$R_c = \frac{V_c - V_{cc}}{V_{cc}}$$

$$V_{cc} = \frac{V_c}{R_c - 1} \quad V_{cc} = V_{cc1} + \Delta V_{cc}$$

$$\Delta V_{cc} = \frac{V_c}{R_c - 1} - V_{cc1}$$

Dónde:

R_c : relación de compresión

V_c : Volumen del cilindro

V_{cc} : Volumen de cámara de combustión

V_{cc1} : Volumen de cámara de combustión inicial

ΔV_{cc} : Variación de volumen en cámara de combustión

Variación del volumen en la cámara de combustión según la relación de compresión.

R_c	$V_{cc} [cm^3]$	$\Delta V_{cc} [cm^3]$
19	22,59	1,19
18	23,92	2,52
17	25,41	4,01
16	27,11	5,71
15	29,04	7,64
14	31,28	9,88
13	33,88	12,48
12	36,97	15,56
11	40,66	19,26
10	45,18	23,78
9	50,83	29,43
8	58,09	36,69
7	67,77	46,37

Se revisó la relación de compresión del motor después de haber soldado el quemador a la culata, ya que esta modificación aumentó volumen a la cámara de combustión, éste fue medido con una jeringa roscando una bujía en un quemador adicional y adicionando líquido en este espacio (ver figura 59), esta adición de volumen fue de 2,4 mL , quiere decir que una consecuencia de esta modificación fue la disminución de la relación de compresión casi a 18:1, por tanto los recipientes se diseñarían para relaciones de compresión menores o iguales a 17:1.

Para el diseño del recipiente se recurrió a estimar la presión en cámara de combustión. Se tomaron las ecuaciones para el cálculo de presiones y temperaturas de un motor de combustión interna con el fin de calcular la presión máxima en la cámara de combustión, cálculos basados en ciclo de aire teórico para gasolina. Para los cálculos se requieren los siguientes datos:

Propiedades del aire como gas ideal.

Propiedades del aire (como gas ideal)	
Cp [kJ/kg K]	1,0035
Cv [kJ/kg K]	0,7165
γ	1,400558269
R [kJ/kmol K]	8,3144
M [kg/mol]	0,02897

Propiedades de combustibles a utilizar.

Propiedades de los combustibles		
	Diésel	Gasolina
PCI [kJ/kg]	43200	44000
Dosado estequiométrico Fe	0,069	0,068
Dosado Relativo Fr	0,7	1

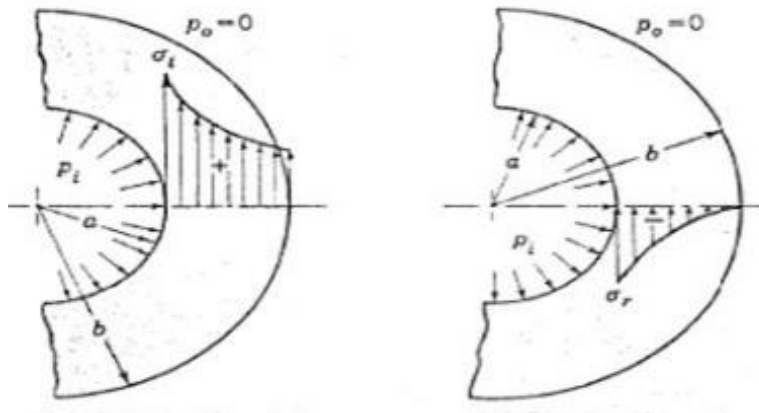
Condiciones de admisión en Pereira.

Condiciones de admisión en Pereira	
presión atmosférica P1 [kPa]	84,8
temperatura media T1 [°K]	294,3
densidad de aire ρ_1 [kg/m ³]	1,00397563

Luego se realizaron mediciones en el motor para determinar las dimensiones máximas de los recipientes para que su montaje fuese sencillo y se pudiese realizar un aumento de volumen en cámara de combustión suficiente para disminuir la relación de compresión hasta 13:1 cuando se opere con diésel y hasta 8:1 cuando se opere con gasolina, luego se realizaron diseños tentativos y se dibujaron en un programa de CAD.

Para verificar que el diseño tentativo de los recipientes soportara la presión en cámara de combustión se utilizaron ecuaciones de diseño para recipientes de pared gruesa, y ecuaciones de diseño para tornillos en las roscas de tapón, eligiendo como material acero AISI 1045.

Distribución de los esfuerzos en un recipiente de pared gruesa sometido a presión interna.



Ecuaciones para esfuerzos en recipientes de pared gruesa (pared interna del recipiente):

$$\sigma_a = \frac{P d_i^2}{d_o^2 - d_i^2}$$

$$\sigma_t = P \frac{d_o^2 + d_i^2}{d_o^2 - d_i^2}$$

$$\sigma_r = P$$

Dónde:

σ_a : *esfuerzo axial del cilindro.*

σ_t : *esfuerzo tangencial.*

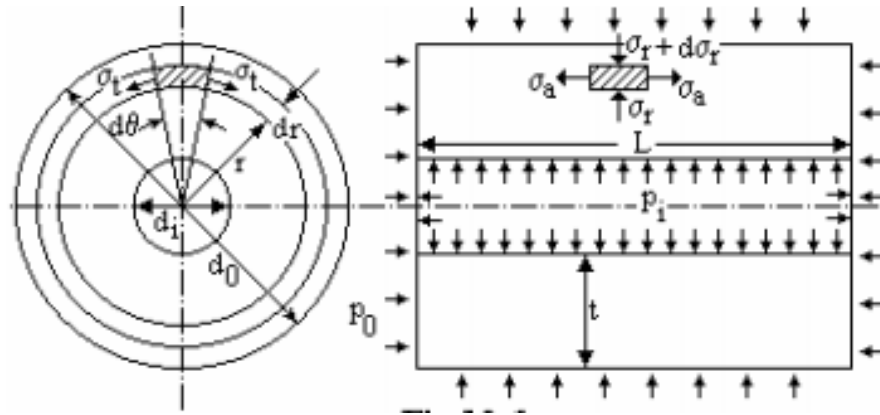
σ_r : *esfuerzo radial.*

d_0 : *diametro exterior del cilindro.*

d_i : *diametro interior del cilindro.*

P : *presion interna del cilindro (presion maxima en camara de combustion).*

Estado de esfuerzos en un recipiente sometido a presión interna.



Dado el estado de esfuerzo anterior, el esfuerzo equivalente se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_t + \sigma_r)^2 (\sigma_t - \sigma_a)^2 (\sigma_a + \sigma_r)^2}$$

$$N = \frac{S_y}{\sigma_e}$$

σ_e : *esfuerzo equivalente de estado triaxial de esfuerzo.*

S_y : *limite de fluencia del material.*

N : *factor de seguridad.*

Para la longitud de la rosca en los tapones de los recipientes se aplicó el criterio de longitud de rosca igual al diámetro exterior de esta cuando se trabajan roscas de materiales iguales, posteriormente se aplicaron ecuaciones de diseño de tornillos.

$$L_t = d$$

$$N_f = \frac{L_t}{p} \quad 1 \leq n_f \leq N_f \quad (\text{se tomara } n_f = 0,5N_f)$$

$$A_{rm} = \pi d_r (W_i p) n_f \quad W_i = 0,8$$

$$A_{rh} = \pi d (W_o p) n_f \quad W_o = 0,88$$

$$F = P \frac{\pi d_i^2}{4}$$

$$S_{sm} = \frac{F}{A_{rm}} \quad N_m = \frac{S_{ys}}{S_{sm}} = \frac{0,707 S_y}{S_s}$$

$$S_{sh} = \frac{F}{A_{rh}} \quad N_h = \frac{S_{ys}}{S_{sh}} = \frac{0,707 S_y}{S_s}$$

L_t : longitud de la rosca

d : diametro nominal de la rosca

d_r : diametro interior de la rosca

N_f : numero total de filetes de rosca

n_f : numero de filetes efectivos de la rosca

p : paso de rosca

A_{rm} : area de raiz de rosca macho

A_{rh} : area de raiz de rosca hembra

S_{sm}, S_{sh} : esfuerzo cortante de la rosca macho y de la rosca hembra respectivamente

N_m, N_h : factor de seguridad de la rosca macho y la rosca hembra.

F : fuerza axial sobre tapon de recipiente

S_{ys} : limite de fluencia a cortante

Recipiente para operación con gasolina:

Este recipiente fue diseñado de manera tal que se pudiese instalar en el mismo sitio y de la misma manera que el inyector Diesel, del cual se tomaron las dimensiones para uno de los extremos del recipiente y así garantizar que este entrara en los orificios de la culata, se apoyara en el mismo asiento del inyector y se ajustara con la misma placa atornillada. Después de realizar las mediciones anteriores se diseñó el cilindro de mayor tamaño del recipiente, con el cual se aumentaría el volumen de la cámara de combustión lo suficiente para disminuir la relación de compresión del motor hasta 8:1. Se decidió dejar las paredes cilíndricas con bastante espesor para aumentar la confiabilidad del diseño tentativo y su posterior verificación, luego se realizaron los diseños para las piezas usando las propiedades del acero AISI 1045 calibrado.

Propiedades mecánicas del acero AISI 1045.

Acero AISI 1045 calibrado			
resistencia a tracción [MPa]	límite de fluencia [MPa]	% elongación	Dureza (HB)
630	530	12	179

Se realizó la estimación de la presión máxima en cámara de combustión para cada relación de compresión en la que se usaría gasolina.

Presión máxima para cada relación de compresión trabajando con gasolina.

R_c	P_3 [kPa]
15	19646,12
14	18240,64
13	16844,94
12	15459,47
11	14084,73
10	12721,3
9	11369,85
8	10031,15

Luego se verificó la resistencia del recipiente.

Resultados de diseño en el recipiente para trabajar con gasolina (sección pared gruesa).

Gasolina (sección gruesa)	d_i [mm]	30	t/d_i	0,1666667
	d_o [mm]	40		
	t [mm]	5		

esfuerzos generados recipiente gasolina					
R_c	σ_r [kPa]	σ_t [kPa]	σ_a [kPa]	σ_e [kPa]	N
15	19646,12	70164,71	27502,39	77810,80	6,80
14	18240,64	65145,13	25534,87	72244,22	7,33
13	16844,94	60160,49	23581,04	66716,39	7,93
12	15459,47	55212,38	21641,54	61229,07	8,64
11	14084,73	50302,61	19717,06	55784,25	9,49
10	12721,30	45433,22	17808,41	50384,23	10,50
9	11369,85	40606,59	15916,52	45031,63	11,75
8	10031,15	35825,53	14042,50	39729,56	13,32

Resultados de diseño en el recipiente para trabajar con gasolina (sección pared delgada).

Gasolina (sección delgada)	d_i [mm]	5	t/d_i	1
	d_o [mm]	15		
	t [mm]	5		

Esfuerzos generados recipiente gasolina					
R_c	σ_r [kPa]	σ_t [kPa]	σ_a [kPa]	σ_e [kPa]	N
15	19646,12	24557,65	27502,39	45747,28	11,57
14	18240,64	22800,80	25534,87	42474,52	12,46
13	16844,94	21056,17	23581,04	39224,54	13,49
12	15459,47	19324,33	21641,54	35998,38	14,70
11	14084,73	17605,91	19717,06	32797,22	16,14
10	12721,30	15901,63	17808,41	29622,38	17,86
9	11369,85	14212,31	15916,52	26475,43	19,99
8	10031,15	12538,94	14042,50	23358,19	22,66

Resultados de diseño para el tapón del recipiente a trabajar con gasolina.

A_{rm} [mm ²]	1149,82	p [mm]	2
A_{rh} [mm ²]	1368,47	W_i	0,8
L_t [mm]	30	W_o	0,88
N_f filetes	15		

Tapón M33x30 (Gasolina)					
R_c	F [kN]	S_{sm} [kPa]	N_m	S_{sh} [kPa]	N_h
15	13,89	12077,53	30,98	10147,79	36,87
14	12,89	11213,51	33,37	9421,82	39,71
13	11,91	10355,49	36,13	8700,90	43,00
12	10,93	9503,77	39,37	7985,26	46,85
11	9,96	8658,65	43,21	7275,17	51,43
10	8,99	7820,47	47,84	6570,92	56,94
9	8,04	6989,66	53,53	5872,85	63,71
8	7,09	6166,69	60,67	5181,38	72,21

Recipiente para operación con diésel:

Este recipiente fue diseñado para ser roscado y ajustado en el quemador que fue soldado en la culata del motor, se hicieron mediciones para determinar las dimensiones máximas de este recipiente, ya que el espacio para la manipulación de cualquier componente es reducido, después se determinaron las dimensiones para que el volumen interno del recipiente permitiese variar el volumen de la cámara de combustión lo suficiente para disminuir la relación de compresión hasta 13:1, se decidió dejar las paredes cilíndricas del recipiente con bastante espesor para aumentar la confiabilidad del diseño tentativo y luego se verificó la resistencia de este, adicionalmente se realizó un agujero roscado en el tapón del recipiente para que fuese posible ubicar el sensor de presión en cámara de combustión, el material tentativo para esta pieza y su tapón fue acero AISI 1045 calibrado.

Diesel	d_i [mm]	21,5	t/d_i	0,24
	d_o [mm]	32		
	t [mm]	5,25		

esfuerzos generados diesel					
R_c	σ_r [kPa]	σ_t [kPa]	σ_a [kPa]	σ_e [kPa]	N
17	4484,47	11864,78	3980,05	14161,84	32,48
16	4119,41	10898,95	3656,06	13009,01	35,36
15	3763,39	9957,01	3340,08	11884,71	38,70
14	3416,76	9039,90	3032,44	10790,05	42,63
13	3079,91	8148,67	2733,48	9726,28	47,29

Resultados diseño de recipiente para diésel (sección gruesa)

diesel	d_i [mm]	8	t/d_i	0,75
	d_o [mm]	20		
	t [mm]	6		

esfuerzos generados diesel					
R_c	σ_r [kPa]	σ_t [kPa]	σ_a [kPa]	σ_e [kPa]	N
17	4484,47	6192,84	3980,05	9760,88	47,13
16	4119,42	5688,72	3656,06	8966,31	51,30
15	3763,40	5197,07	3340,09	8191,40	56,16
14	3416,76	4718,39	3032,44	7436,91	61,85
13	3079,91	4253,21	2733,48	6703,73	68,62

Resultados diseño de recipiente para diésel (sección delgada)

A_{rm} [mm ²]	541,61	p [mm]	2
A_{rh} [mm ²]	663,50	W_i	0,8
L_t [mm]	20	W_i	0,88
N_f	10		

diesel					
R_c	F [kN]	S_{sm} [kPa]	N_m	S_{sh} [kPa]	N_h
17	1,63	3006,01	108,19	2453,77	132,54
16	1,5	2761,31	117,78	2254,03	144,28
15	1,37	2522,67	128,92	2059,22	157,93
14	1,24	2290,31	142	1869,55	173,96
13	1,12	2064,52	157,53	1685,24	192,98

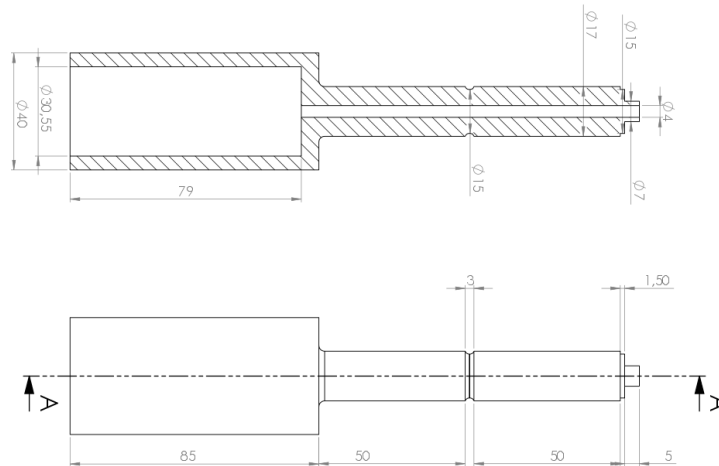
Resultados diseño de tapón para recipiente de diésel

Luego de verificar la resistencia se procedió a mecanizar el recipiente.

6.6 Alternativa de recipientes para variar la relación de compresión

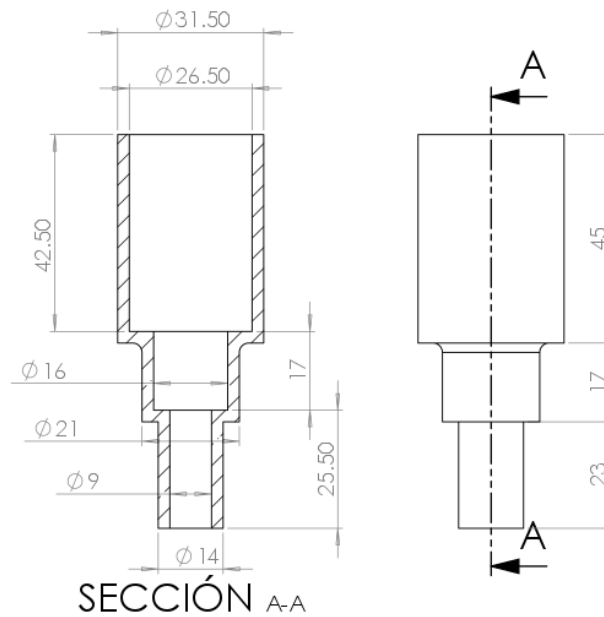
Inicialmente se diseñaron dos recipientes en acero para la variación de la relación de compresión, uno para Diesel y otro para gasolina.

Recipiente en acero para gasolina:



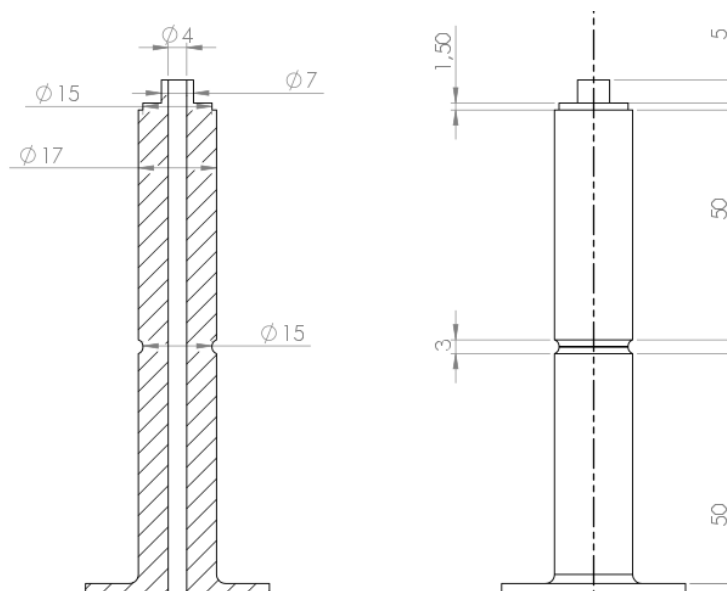
Recipiente en acero para Diesel:





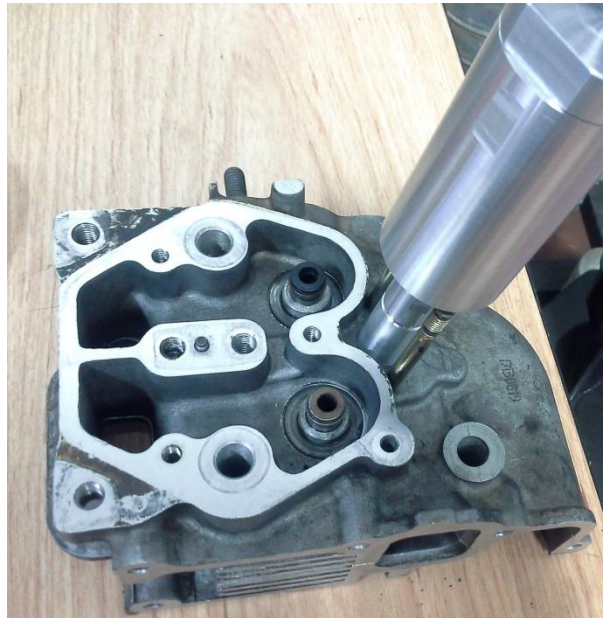
Con el fin de variar la relación de compresión, mejorando el flujo de combustible con respecto al recipiente en acero, y cambiando su material para cambiar sus propiedades térmicas, se modificó el diseño del recipiente (botella) fabricada en acero por una hecha en duraluminio.

Recipiente mecanizado ensamblable en duraluminio para la variación de la relación de compresión.



Se verificó que entrara correctamente en una culata.

Verificación de la correcta instalación del recipiente en la culata.

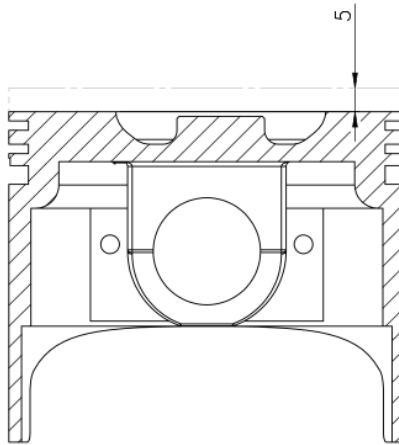


Este recipiente se instaló de igual manera que el mecanizado con acero. El motor operó mejor con este recipiente, ya que siendo el material un buen conductor térmico se demoró un poco más en calentar, pero de igual manera éste fue aumentando su temperatura éste y generó los mismos problemas que el anterior recipiente, además parte de la rosca del tapón y los bordes de la ranura para la anilla de retención se estaban fundiendo, lo cual indico que ésta no era una alternativa viable para variar la relación de compresión.

Estado del recipiente en duraluminio para la variación de la relación de compresión luego de pruebas realizadas con combustión.



Para la segunda alternativa se realizó un corte por hilo en el pistón original.



6.7 Instrucciones de operación del motor y variación de la relación de compresión

Instrucciones para operar el motor. Para trabajar con combustibles de encendido provocado (encendido por chispa) se deben seguir estas instrucciones:

- I. Desconectar la tubería de combustible Diesel del inyector, girar la tubería un poco y conectar a ésta una manguera para conducir el A.C.P.M a un recipiente externo al motor. Colocar un tapón en el inyector para evitar entrada de objetos y partículas no deseadas.

Nota: el motor debe estar bombeando A.C.P.M siempre que sea encendido ya que de esta manera se mantiene lubricada la bomba de inyección.

- II. Verificar limpieza y holgura de la bujía.
- III. Conectar el módulo electrónico del sistema de encendido, verificar la conexión del cable de alta tensión a la bobina y conectar el capuchón a la bujía.
- IV. Instalar el carburador y verificar su ajuste.
- V. Conectar el buretrol al circuito de alimentación de combustible para la medición de consumo de combustible.
- VI. Suministrar combustible al carburador, encender y dejar calentar el motor por cinco minutos.

Para el caso de operación con etanol se deber realizar los siguientes pasos adicionales:

- VII. Calentar inicialmente el motor con gasolina debido a la dificultad para el encendido en frío del etanol.
- VIII. Modificar el dosado de combustible.
- IX. Adelantar el salto de chispa a 40° antes del punto muerto superior, debido al lento encendido del etanol.
- X. Encender el motor con etanol y dejar operar por cinco minutos para eliminar residuos de gasolina.

Cuando se termine la sesión de pruebas con etanol se debe drenar la cuba del carburador y encender el motor con gasolina nuevamente para eliminar residuos de etanol ya que éste es altamente corrosivo.

Para el caso de combustibles encendidos por compresión se deben seguir estas instrucciones:

- I. Drenar y retirar el carburador.
- II. Desconectar el modulo electrónico de encendido, retirar el capuchón.
- III. Conectar la tubería de A.C.P.M al inyector.
- IV. Conectar el buretrol para medir volumen consumido al circuito de alimentación de A.C.P.M.
- V. Dejar calentar el motor por diez minutos para eliminar residuos de otros combustibles.

Instrucciones para variar la relación de compresión. Los pasos para la variación de relación de compresión son los siguientes:

- I. Drenar el carburador y quitar la alimentación de combustible y quitar el cable de alta tensión, o desconectar el tubo de alimentación de Diesel según el combustible que se use.
- II. Quitar el mofle.
- III. Quitar la tapa de válvulas.
- IV. Quitar los tornillos del tanque de A.C.P.M.
- V. Aflojar las cuatro tuercas de la culata siguiendo un patrón en cruz para evitar deformaciones en el asiento de la culata.
- VI. Retirar culata y limpiar todas las piezas.

- VII. Quitar el inserto de pistón aflojando los tornillos avellanados, limpiar el pistón y luego instalar el otro inserto para la relación de compresión deseada. Poner los tornillos avellanados con traba roscas.
- VIII. Verificar el estado del empaque de culata y reemplazar el “o-ring” de culata.
- IX. Poner culata y verificar que las válvulas sean accionadas con el giro del motor.
- X. Girar el motor hasta la etapa de compresión y ajustar la culata apretando las cuatro tuercas con un patrón en cruz. Usar torquímetro.
- XI. Nuevamente verificar el accionamiento de válvulas y su holgura. Usar galgas.
- XII. Poner nuevamente los tornillos del tanque de A.C.P.M.
- XIII. Instalar el mofle usando verificando el estado del empaque y usando silicona para evitar fugas.
- XIV. reemplazar el empaque de la tapa de válvulas y usar silicona para su instalación. instalar tapa de válvulas.

Nota: algunas relaciones de compresión se logran usando una botella o recipiente externo al motor, para su instalación se debe quitar el inyector de A.C.P.M y reemplazarlo por el recipiente. Usar siempre una arandela de cobre para evitar fugas en la junta de la botella y la culata.